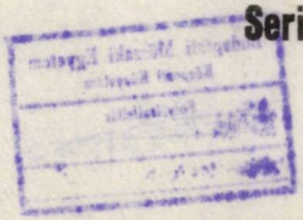
BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMIȘOARA

1989



Seria Mecanică

Tomul 29 (43) **Fascicola 1-2**

IANUARIE — DECEMBRIE

1984

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. COLETA DE SABATA, Prof. dr. ing. IOAN DRĂGOI, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ - redactor șef, Acad. prof. dr. doc. ing. IOAN ANTON, Prof. em. ing. CONSTANTIN AVRAM m. c. al Acad. R. S. R., Prof. dr. ing. DUMITRU BECHERESCU, Prof. dr. ing. VASILE COCHECI, Prof. dr. BORISLAV CRSTICI, Prof. dr. ing. TOMA DORDEA, Prof. dr. ing. FRANCISC KOVÁCS, Acad. prof. dr. ing. DAN MATEESCU, Prof. dr. ing. TIBERIU MUREȘAN, Conf. dr. ing. TRAIAN NICOARĂ, Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ, Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII, Prof. dr. doc. ing. CONSTANTIN ȘORA, Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU - secretar de colegiu

1989

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtára
Folyóiratolvasó

COMITETUL DE REDACȚIE

Mecanică teoretică și aplicată

Prof. dr. ing. FRANCISC KOVÁCS - redactor responsabil, Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII - redactor resp. adj., Prof. dr. ing. IOSIF GROȘANU, Acad. IOAN ANTON, Prof. Prof. dr. ing. AUREL NANU, Prof. dr. ing. DAN PERJU, dr. doc. ing. VOICU SAFTA, Prof. dr. ing. MARIN TRUȘCULESCU, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ, Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU, Prof. dr. ing. VASILE HOANCĂ, Prof. dr. doc. ing. ȘTEFAN CĂPROIU, Prof. dr. ing. IOAN ILCĂ - I.S.H., Șef. lucr. dr. ing. ANTON BARTL - I.S.R., Lect. dr. GEORGETA CIOBANU, Conf. dr. ing. PETRE COJEREANU - secretar de redacție.

1848

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29 (43) MECANICA 1984

S U M A R

MECANICA TEORETICA

Silaş Gh, Brîndeu L, Neagu G.D, Mangeron D, Oguztăreli NN, Crăciunaş A, Crăciunaş P.T, Toader I.M.: Probleme de control optimal în sisteme cu parametri distribuiţi II. 1

Voinea R.P, Mangeron D, Oguztăreli M.N, Silaş Gh, Brîndei L, Toader I.M, Crăciunaş P.T, D'Ambrosie U : Probleme de control optimal în sisteme cu parametri distribuiţi III. 5

TERMOTEHNICA SI MASINI TERMICE

Raica T, Cornut Alex, Cerghit L, : Studiul repartiţiei tensiunilor pe conturul unei biele cu ajutorul metodei elementelor finite 13

Raica T, Cornut Alex, Cerghit L.: Studiul influenţei discretizării asupra repartiţiei tensiunilor din bielă în cazul utilizării metodei elementelor finite 17

MECANICA FLUIDELOR SI MASINI HIDRAULICE

Mircea A, Tămaş : Pierderi prin frecare în conducte curbate în cazul curgerii laminare 21

Mircea A, Tămaş : Model teoretic al curgerii în conducte drepte rotitoare 29

Bărglăzan M : Determinarea calităţilor dinamice ale debitmetrelor cu turbină 37

Kovacs Adalbert : Asupra posibilităţii studierii mişcării fluidului compresibil prin funcţii P - analitice. 45

TEHNOLOGIE MECANICA

Nanu A, David I, David I, : Aspecte tehnologice la prelucrarea cu laser a unor materiale lemnoase 49

Popa H, Achimescu N, : Aplicarea raţională a procedeelor de prelucrare prin eroziune electrică. 57

TEHNOLOGIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

Seiculescu V, Jula Gh, Hell Carol : Stand pentru studiul profilării benzilor cu role de cauciuc şi poliuretan. 65

Pop I şi Grozav I.: Aplicaţii matematice la studiul geometriei sculelor aşchietoare (partea I). 71

Ioan Pop : Aplicaţii matematice la studiul geometriei sculelor aşchietoare (partea II). 77

M.Truşculescu, I.Mitelea, O.Takacs : Influenţa unor factori tehnologici asupra proporţiei de ferită din oţeluri inoxidabile. 83

Micşa I, Pircea I.: Program de calcul pentru elaborarea documentaţiei tehnologice la nivel de plan de operaţii pentru procese tehnologice tipizate şi tehnologii de grup. 89

MASINI AGRICOLE

Dănilă I : Cercetări privind aparatul de tăiere cu două cuţite folosite la cositori 95

Sonduc A, Bumbar V, Mociviu E, Mociviu I, Iacob St, Tomele S, : Contribuţii la studiul agregateler complexe destinat pregătirii patului germinativ. 101

Buletin Scientifique et Technique
de
L'institut polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara
Tome 29(43) MECANIQUE 1984

S O M M A I R E

MÉCANIQUE THÉORETIQUE

Silaş Gh, Brîndeu L, Neagu G.D, Mangeron D, Oguztăreli NN, Crăciunaş A, Crăciunaş P.T, Toader I.M. : Problèmes de contrôle optimal dans des Systèmes aux paramètres distribués II. 1

Voinea R.P, Mangeron D, Oguztăreli M.N, Silaş Gh, Brîndeu L, Toader I.M, Crăciunaş P.T, D'Ambrosie U : Problèmes de contrôle optimal dans des Systèmes aux paramètres distribués III 5

THERMOTECHNIQUE ET MACHINES THERMIQUES

Raica T, Cornut Alex, Cerghit L : L'Etude de la distribution des tensions sur le pourtour d'une biélle a l'aide de la méthode des éléments finis. 13

Raica T, Cornut Alex, Cerghit L : L'Etude de l'imfluence de la discrétisation sur la distribution des tensions dans la bielle en cas d'utilisation de la méthode des éléments finis. 17

MECANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HYDRAULIQUES

Mircea A Tămas : Pertes par frattement dans les conduites courbées dans le cas de l'écoulement laminaire 21

Mircea A Tămas : Modele théoretique de l'écoulement dans les conduites droites tournantes. 29

Bărglăzan M : Détermination des qualités dynamiques des débitmetres a turbine. 37

Kovacs Adalbert : Sur les possibilités de l'étude du mouvement d'un fluide compressible par fonctions P - analytiques. 45

TECHNOLOGIE MECANIQUE

Nanu A, David I, David I : Aspects technologiques dans le travail par laser de quelques matériaux ligneux. 49

Popa H, Achimescu N : Application rationelle des procédés de travail par érosion électrique 57

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

Seiculescu V, Jula Gh, Hell C.: Stand pour l'étude du laminage des bandes a roles en caoutehouc et polyméthane. 65

Pop I, Grozav I : Applications mathématique a l'étude de la géométrie des autils pour le travail par usure (I-ere partie) 71

Ioan Pop : Applications mathématique a l'étude de la geometrie des autils pour le travail par usure (II-éme partie). 77

M.Truşculescu, I.Mitelea, O.Takacs : Influence de certains facteurs technologiques sur la propartion de ferite dans les aciers inoxidables. 83

Micşa I, Pircea I : Programme de calcul pour élaborer la documentation technologique au niveau de plan d'opération pour les processus technologiques typisés et technologies de groupe. 89

MACHINES AGRICOLES

Dănilă I : Récherches concernant l'appareil de coupe a deux lames utilisé aux faucheuses. 95

Sandru A, Bumbar V, Mocioiu E, Mocioiu I, Iakob St, Tomele S : Contributions á l'étude des attelages complexes utilises pour la preparation des lits de semences. 101

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

Profesorul emerit dr.doc.ing.Gheorghe Silaş la a 70-a aniversare

In luna aprilie 1984, Consiliul profesoral al Facultăţii de Mecanică a sărbătorit în şedinţa festivă împlinirea a 70 de ani de viaţă a profesorului emerit dr.docent ing.Gheorghe Silaş. Festivitatea s-a desfăşurat în prezenţa unui mare număr de cadre didactice, doctoranzi şi studenţi din Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, cadre de conducere din cercetare, proiectare şi industrie, foşti studenţi.

Festivitatea a constituit un remarcabil prilej de exprimare a sentimentelor de mîndrie a facultăţii pemtru faptul de a avea ca profesor o puternică personalitate a şcolii şi vieţii ştiinţifice româneşti.

Au fost subliniate cu această ocazie măiestria didactică a sărbătoritului, multilaterala şi profunda activitate ştiinţifică, la care se adaugă de-a lungul mai multor decenii o temeinică şi rodnică participare la viaţa politică şi socială a ţării noastre.

Prof.Gh.Silaş s-a născut la 18 aprilie 1914 în comuna Caianul Mic, judeţul Bistriţa Năsăud. A urmat liceul "Andrei Mureşianu" din Dej pe care l-a absolvit în anul 1932, apoi Universitatea din Cluj la secţia de Matematică a Facultăţii de ştiinţe, unde se face remarcat printr-o muncă asiduă, obţinînd în 1936 diploma de licenţiat în Matematici.

Paralel cu activitatea desfăşurată în învăţămîntul secundar şi în învăţămîntul superior a urmat cursurile Facultăţii de Mecanică de la Institutul politehnic Timişoara, obţinînd în 1948 diploma de inginer electromecanic.

Activităţii didactice, profesorul emerit dr.docent ing. Gheorghe Silaş îi acordă un rol de prim plan, fiind ataşat profund, încă de la începutul activităţii în învăţămîntul superior.

Aici a desfăşurat o prestigioasă şi neîntreruptă activitate, fiind în permanenţă titularul disciplinei de Mecanică apoi a disciplinei de Mecanică şi Vibraţii mecanice, şi şef al catedrei de Mecanică şi Rezistenţa materialelor.

De numele profesorului emerit dr.docent ing.Gheorghe Silaş se leagă crearea şi dezvoltarea şcolii timişorene de Mecanică şi Vibraţii. Din totdeauna şcoala a unit pe maeştrii şi discipoli în efortul comun de căutare a adevărului, a ştiut să descopere şi să promoveze capacităţile să stimuleze talentul. Animat de aceste principii profesorul emerit dr.doc.ing.Gheorghe Silaş a creat o şcoală vie în care generaţiile cresc din generaţii, aceasta împletindu-se armonios şi continuu cu propria-i viaţă prin realizări şi aspiraţii permanent în pas cu vremea.

Ca dascăl profund conştient că suprema chemare este nu numai de a transmite cunoştinţe cu talentul de care dispune ci totodată de a înfăptui printr-o exigenţă realistă o cît mai temeinică şi justă selecţie a valorilor patentate prin şcoală, este înzestrat cu darul preţios de a prinde mintea şi inima studenţilor săi în rîndul cărora şi-a cîştigat un puternic prestigiu şi totala lor simpatie.

Pentru activitatea didactică îndelungată şi foarte valoroasă depusă în învăţămîntul superior, în anul 1972 i s-a conferit titlul de "Profesor universitar emerit al R.S.R.".

Pe planul activităţii ştiinţifice Prof.em.dr.doc.ing.Gheorghe Silaş a desfăşurat fără preget o muncă ştiinţifică excepţional de rodnică. Mărturie a vastei şi însemnatei creaţii ştiinţifice realizate prin munca sa personală, respectiv inspirate, îndrumate şi promovate de dînsul ca maestru al propriei sale şcoli, stau un ansamblu impunător de lucrări de cercetare ştiinţifică originale publicate, care au fost susţinute la diferite manifestări ştiinţifice naţionale şi internaţionale.

In anul 1971 îşi susţine la Institutul politehnic "Gheorghe Asachi" Iaşi teza de doctorat cu titlul "Metode şi rezultate noi în studiul sistemelor vibropercutante generale cu un grad de libertate şi a vibraţiilor cu caracteristici neliniare", lucrare cu profunde rezonanţe teoretice şi aplicative, iar ca urmare a numeroaselor cercetări ştiinţifice originale, obţine în 1974 titlul de doctor docent în ştiinţe la Institutul politehnic "Traian Vuia"

Timişoara.

Domeniile de cercetare ştiinţifică mai semnificative abordate de profesorul emerit dr.doc.ing.Gheorghe Silaş pe care s-au creat linii de cercetare şi au fost susţinute teze de doctorat sînt: mecanica generală şi analitică, ciocniri, percuţii şi aplicaţiile lor în tehnică, sisteme vibropercutante; mecanica neliniară; dinamica agregatelor şi autovibraţii.

In cadrul acestei complexe activităţi ştiinţifice, servind exemplar cauza promovării şi ridicării de noi cadre de cercetare ştiinţifică superior calificate, a promovat un mare număr de doctori.

Activitatea ştiinţifică este deasemeni concretizată şi prin cea de autor al lucrărilor cu caracter didactico-ştiinţific elaborate pentru uzul studenţilor, al cercetătorilor şi al doctoranzilor printre care amintim: cursul de Mecanică, Mecanica - Vibraţii mecanice; culegere de probleme de vibraţii mecanice (2 volume).

Competenţa, rigurozitatea ştiinţifică, tenacitatea, spiritul colectiv instaurat în cadrul catedrei de Mecanică şi Rezistenţa materialelor de prof.em.dr.doc.ing.Gheorghe Silaş a făcut posibilă organizarea la Timişoara a Conferinţelor naţionale de Vibraţii în Construcţia de maşini, dintre care a IV-a cu o largă participare internaţională.

Profesorul emerit dr.doc.ing.Gheorghe Silaş este membru de partid, a desfăşurat o bogată activitate obştească ca prodecan al Facultăţii de construcţii (1952-1956), prorector al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara (1956-1976), preşedinte al clubului sportiv Politehnica timp de 16 ani, redactor şef al Buletinului ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara şi altele. Multipla şi prestigioasa activitate desfăşurată pe toate tărîmurile, pentru competenţa şi devotamentul depus profesorul emerit dr.doc.ing.Gheorghe Silaş a fost distins cu ordine şi medalii ale R.S.R.

La aniversarea celor 70 de ani, prof.em.dr.doc.ing.Gheorghe Silaş, om de ştiinţă în plină activitate creatoare, puternică personalitate a ştiinţei româneşti este omagiat cu toată dragostea de întregul nostru institut.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

OPTIMAL PROBLEMS IN DISTRIBUTED PARAMETER CONTROL SYSTEMS II

Silaş Gh., Brînduu L., Neagu G.D.[x], Mangeron D.[x],
Oğuztöreli M.N.[xx], Crăciunaş A.[x], Crăciunaş P.T.[x],
Toader I.M.

1. Description of the system

Let S be a given 1-dimensional control system defined on the interval $J \equiv \{x | a \leq x \leq b\}$. Let $I = [t_0, t_1]$ be a given time interval. We assume that the state of the system S at time $t \in I$ is described by $u = u(t,x;\phi,v)$, an ordinary function in $(t,x) \in I \times J$ and a functional in $\phi \in \Phi$ and $v \in V$, where Φ and V are the Banach spaces of functions continuous on $I \times J$ with the uniform norm. Specifically, we assume that

$$u(t,x;\phi,v) = T_1(\phi)(t,x) + T_2(v)(t,x) , \tag{1.1}$$

for $(t,x) \in I \times J$ and $\{\phi, v\} \in \Phi \times V$, where T_1 and T_2 are the operators acting on Φ and V respectively, defined by the following equations

$$T_1(\phi)(t,x) = \phi(t,x) + \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K_1(t,x;\sigma,\xi)\,\phi(\sigma,\xi)\,d\sigma\,d\xi + \tag{1.2}$$

$$+ \frac{\lambda}{2!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K_2(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma_2,\xi_2)\phi(\sigma_1,\xi_1)\phi(\sigma_2,\xi_2)\,d\sigma_1 d\xi_1 d\sigma_2 d\xi_2$$

$$+ \cdots$$

$$+ \frac{\lambda^{n-1}}{n!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b \cdots \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K_n(t,x;\sigma_1,\xi_1;\cdots;\sigma_n,\xi_n)\phi(\sigma_1,\xi_1)\cdots$$

$$\cdots\ \phi(\sigma_n,\xi_n)\,d\sigma_1 d\xi_1 \cdots d\sigma_n d\xi_n$$

$$+ \cdots$$

and

---

x) Institutul politehnic "Gh.Asachi" din Iaşi, Calea 23 August nr.22, Iaşi - România

xx) The University of Alberta. Mathematics Department. Edmonton, Alberta - Canada

$$T_2(v)(t,x) = \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H_1(t,x;\sigma,\xi)v(\sigma,\xi)\,d\sigma\,d\xi \qquad (1.3)$$

$$+ \frac{\mu}{2!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H_2(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma_2,\xi_2)v(\sigma_1,\xi_1)v(\sigma_2,\xi_2)d\sigma_1 d\xi_1 d\sigma_2 d\xi_2$$

$$+ \cdots$$

$$+ \frac{\mu^{n-1}}{n!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b \cdots \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H_n(t,x;\sigma_1,\xi_1;\ldots;\sigma_n,\xi_n)v(\sigma_1,\xi_1)\cdots$$

$$\cdots\, v(\sigma_n,\xi_n)d\sigma_1 d\xi_1 \cdots d\sigma_n d\xi_n$$

$$+ \cdots$$

where λ and μ are real parameters, K_n and H_n ($n = 1,2,3,\ldots$) are certain given functions continuous in $t,x;\sigma_1,\xi_1,\sigma_2,\xi_2,\ldots,\sigma_n,\xi_n$ and continuously differentiable in t and x for (t,x), $(\sigma_1,\xi_1),\ldots,(\sigma_n,\xi_n) \in I\times J$. The series in (1.2) and (1.3) as well as the series corresponding to $u_t = \frac{\partial u}{\partial t}$ and $u_x = \frac{\partial u}{\partial x}$ are supposed to be uniformly convergent for $(t,x) \in I\times J$, $\{\phi,v\}\in \Phi\times V$, $|\lambda|<R$ and $|\mu|<R$, R being a positive number. We also assume that the kernels $K_n(t,x;\sigma_1,\xi_1;\ldots;\sigma_n,\xi_n)$ and $H_n(t,x;\sigma_1,\xi_1;\ldots;\sigma_n,\xi_n)$ are symmetric with respect to (σ_1,ξ_1), $(\sigma_2,\xi_2),\ldots,(\sigma_n,\xi_n)$. Any pair $(\phi,v)\in\Phi\times V$ will be called an admissible policy.

2. Optimal Problem

Let the performance of the system S under the policy $\{\phi,v\}\in\Phi\times V$ be measured by a functional of the form

$$F(\phi,u,v,u_x) = \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b Q(\phi(t,x),u(t,x),v(t,x),u_x(t,x),(t,x)dt\,dx \qquad (2.1)$$

where $Q = Q(\phi,u,v,u_x,t,x)$ is a given non-negative function, continuous in t and x, continuously differentiable in ϕ, u, v and u_x for $(t,x)\in I\times J$, $\{\phi,v\}\in\Phi\times V$, $u = u(t,x;\phi,v)$ being given by Eq. (1.1).

Our optimization problem consists in finding an admissible policy $\{\phi^0,v^0\}\in\Phi\times V$ for which the functional $F(\phi,u,v,u_x)$ assumes its minimum provided that the assumptions mentioned above are all satisfied. Thus,

$$F(\phi^0,u^0,v^0,u_x^0) = \min_{\{\phi,v\}\in\Phi\times V} F(\phi,u,v,u_x)\,, \qquad (2.2)$$

where $u \equiv u(t,x;\phi,v)$ and $u^0 = u(t,x;\phi^0,v^0)$. Any $\{\phi^0,v^0\}\in\Phi\times V$ for which Eq. (2.2) holds, will be called an optimal policy.

The existence of an optimal control can be demonstrated under very general conditions on the sets Φ and V. We shall establish here only the necessary conditions for optimality of an admissible

policy, using the methods of the dynamic programming.

3. Necessary Conditions for Optimality

Making use of the principle of optimality [1] and the method used in [2] and [3], we can easily show that for an optimal policy $\{\phi, v\}$ the functional

$$G(\phi,v;\tau) = -\int_a^b Q(\phi(\tau,x),u(\tau,x),v(\tau,x),u_x(\tau,x),\tau,x)dx \quad (3.1)$$

assumes its minimum for each $\tau \in I$. Thus, for an optimal policy, we have

$$\delta_\phi G(\phi,v;\tau) = 0, \quad \delta_v G(\phi,v;\tau) = 0 \quad \tau \in I, \quad (3.2)$$

where $\delta_\phi G$ and $\delta_v G$ are the first variations of the functional G with respect to ϕ and v, corresponding to the increments $\delta\phi \equiv \delta\phi(t,x)$ and $\delta v \equiv \delta v(t,x)$ such that $\phi + \delta\phi \in \Phi$ and $v + \delta v \in V$, respectively.

Note that

$$\delta_\phi u(z,x;\phi,v) = \delta\phi(t,x) + \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K(t,x;\sigma,\xi)\,\delta\phi(\sigma,\xi) \quad (3.3)$$

and

$$\delta_v u(t,x;\phi,v) = \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H(t,x;\sigma,\xi)\delta v(\sigma,\xi), \quad (3.4)$$

by Eq. (1.1), where

$$K(t,x;\sigma,\xi) = K_1(t,x;\sigma,\xi) \quad (3.5)$$
$$+ \frac{\lambda}{1!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K_2(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma,\xi)\,\phi(\sigma_1,\xi_1)d\sigma_1 d\xi_1$$
$$+ \frac{\lambda^2}{2!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b K_3(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma_2,\xi_2;\sigma,\xi)\,\phi(\sigma_1,\xi_1)\,\phi(\sigma_2,\xi_2)d\sigma_1 d\xi_1 d\sigma_2 d\xi_2$$
$$+ \cdots$$

and

$$H(t,x;\sigma,\xi) = H_1(t,x;\sigma,\xi)$$
$$+ \frac{\mu}{1!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H_2(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma,\xi)v(\sigma_1,\xi_1)d\sigma_1 d\xi_1$$
$$+ \frac{\mu^2}{2!}\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b H_3(t,x;\sigma_1,\xi_1;\sigma_2,\xi_2;\sigma,\xi)v(\sigma_1,\xi_1)v(\sigma_2,\xi_2)\,d\sigma_1 d\xi_1 d\sigma_2 d\xi_2$$
$$+ \cdots$$

by Eqs. (1.2) and (1.3). Obviously, the kernels K and H are continuously differentiable in (t,x). Thus, differentiation under the integral signs is permitted in Eqs. (3.3) and (3.4) with respect

te t and x.

By Eqs. (3.1)-(3.2) we have

$$\int_a^b \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \phi} \delta\phi + \frac{\partial Q}{\partial u} \delta\phi \; u + \frac{\partial Q}{\partial u_x} \delta\phi \, u_x \right\} dx = 0 \qquad (3.7)$$

and

$$\int_a^b \left\{ \frac{\partial Q}{\partial v} \delta v + \frac{\partial Q}{\partial u} \delta_v u + \frac{\partial Q}{\partial u_x} \delta_v u \right\} dx = 0 \qquad (3.8)$$

where $Q = Q(\phi(\tau,x), u(\tau,x), v(\tau,x), u_x(\tau,x), \tau, x)$. Eqs. (3.7)-(3.8) can be satisfied for arbitrary continuously differentiable $\delta\phi$ and δu, if and only if

$$\begin{aligned} &\frac{\partial Q}{\partial v} = 0, \\ &\frac{\partial Q}{\partial \phi} + \frac{\partial Q}{\partial u} - \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial Q}{\partial u_x}\right) = 0, \\ &\int_a^b \left\{ \frac{\partial Q}{\partial u} K(\tau,x;\sigma,\xi) + \frac{\partial Q}{\partial u_x} K_x(\tau,x;\sigma,\xi) \right\} dx = 0, \\ &\int_a^b \left\{ \frac{\partial Q}{\partial u} H(\tau,x;\sigma,\xi) + \frac{\partial Q}{\partial u_x} H_x(\tau,x;\sigma,\xi) \right\} dx = 0, \end{aligned} \qquad (3.9)$$

for $\tau \in I$, $(\sigma,\xi) \in I \times J$. Thus, optimal policies are among the admissible policies $\{\phi, v\}$ satisfying the equations (3.9), simultaneously.

BIBLIOGRAPHY

1. Bellman R.E.: Dynamic Programming, Princeton University Press, Princeton, N.J., 1957
2. Oğuztöreli M.N.: Una Classe di Equazioni Funzionali nella Teoria dei Controlli Ottimi, Rend. Accad. Naz. dei Lincei, cl. sci. fis. mat. e nat., s. VIII^a (in press).
3. Oğuztöreli M.N.- Mangeron D.: Problemi Ottimali ai Sistemi di Controllo con Parametri Distribuiti, I., Rend. Accad. Naz.dei Lincei,cl.sci.fis,mat.e nat,s.VIII^a (in press)
4. Mangeron D., Krivoshein L.E., Oğuztöreli M.N.: Untersuchungen nichtlinearer Integro-Differentialsysteme mit Selbstregulierung, die mathematische Modelle der Dynamik des bifilaren Antriebs verallgemeinern.Ukrain.mat.Zurn. 29,392-397,1977 (Russian)
5. Voinea R.P., Neagu G.D., Mangeron D., Oğuztöreli M.N., D'Ambrosio U., Crăciunaş P.T.: Optimal problems in distributed parameter control systems, I.Bul.Inst.polit. Bucureşti (in press)
6. Constantinescu I.N., Crăciunaş A., Crăciunaş P.T., Enăchescu C., Sima P.D., Toader I.M.: Recolubility of a nonlinear integro-differential system with polyvibrating operators and selfcontrol.Lucrările Inst.de Mine Petroşani (in press)

Primită la redacţie la 25 iunie 1983

PROBLEME DE CONTROL OPTIMAL IN SISTEME CU PARAMETRI DISTRIBUITI, II

Rezumat

In lucrare se extind rezultatele obţinute în lucrările [2], [3] şi [5]

Buletinul Stiintific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

OPTIMAL PROBLEMS IN DISTRIBUTED PARAMETER CONTROL SYSTEMS III

Voinea R.P.[x], Mangeron D.[xx], Oğuztöreli M.N.[xxx], Silaş Gh. Brîndeu L., Teader I.M., Crăciunaş P.T.[xx], D'Ambrosio U.[xxxx]

1. Description of the Control System and the Optimal Problem

Let $I = \{t \mid t_0 \leq t \leq t_1\}$ be a given time interval and $J = \{x \mid a \leq x \leq b\}$ a given 1-dimensional spacial interval. Let S be a polyvibrating control system defined on J for $t \in I$. We assume that the state $u = u(t,x)$ at $(t,x) \in I \times J$ of the system S is described by the following equation

$$\frac{\partial^4 u(t,x)}{\partial t^2 \partial x^2} - \lambda A(t,x)u(t,x) = v(t,x) , \qquad (1.1)$$

where λ is a parameter, $A = A(t,x)$ is a given function continuous on $I \times J$, and $v = v(t,x)$ is a function belonging to a given set V of continuous functions on $I \times J$. System S is supposed to be subject to the following mixed conditions:

$$\begin{cases} u(t_0,x) = \phi_1(x), \quad u(t_1,x) = \phi_2(x) \quad \text{for } x \in J, \\ u(t,a) = \psi_1(t), \quad u(t,b) = \psi_2(t) \quad \text{for } t \in I, \end{cases} \qquad (1.2)$$

where ϕ_1, ϕ_2, ψ_1 and ψ_2 are certain functions belonging to certain given sets ϕ_1, ϕ_2, ψ_1 and ψ_2 of continuously differentiable functions on J, J, I and I respectively, satisfying the conditions

---

x) Institutul politehnic Bucureşti
Splaiul Independenţei nr.316, Bucureşti-România

xx) Institutul politehnic "Gh.Asachi" din Iaşi,
Calea 23 August nr.22, Iaşi-România

xxx) The University of Alberta. Mathematics Department.
Edmonton, Alberta-Canada

xxxx) The State University of Campinas,
Sao Paulo-Brazil

$$\psi_1(t_0) = \phi_1(a), \quad \phi_1(b) = \psi_2(t_0),$$
$$\phi_2(a) = \psi_1(t_0), \quad \phi_2(b) = \psi_2(t_1). \tag{1.3}$$

Eq. (1.1) subject to the conditions (1.2) - (1.3) has been extensively investigated by D.Mangeron [6] and subsequently by Yu.M. Berezanski [8], G.Birkhoff [9], D.Boinov [10], E. De Giorgi [11], S.Faedo [12], P.Delerue [13], F.Favard [14], G.Fichera [15], W.J. Gordon [16], L.E.Krivoshein [17], T.Kamytov [18], F.Manaresi [19] F.G.Mazzella [20], M.N.Oguztoreli [21], M.Picone [7], L.Poli [22] D.Pompeiu [23], F.S.Rossi [25], M.Salvadori [26], G.Stampacchia [27], A.Rosenblatt [24], ...

Now let $P = \Phi_1 \times \Phi_2 \times \Psi_1 \times \Psi_2 \times V$. Any $p = \{\phi_1, \phi_2, \psi_1, \psi_2, v\} \in P$ will be called an admissible policy and the set P the policy space for the system S.

It has been shown in [6] that Eq.(1.1) admits a unique continuous solution satisfying conditions (1.2) together with (1.3) for each $p \in P$. We denote this solution by $u = u(t,x;p)$. To measure the performance of the system S under the policy $p \in P$, we associate with the systems S the following cost functional.

$$F(u,p) = \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b Q(u(t,x;p), u_x(t,x;p), p, t, x)\,dx\,dt, \tag{1.4}$$

where Q is a given nonnegative function continuous in (t,x) and continuously differentiable in u, u_x and $p = \{\phi_1, \phi_2, \psi_1, \psi_2, v\} \in P$. Our optimization problem consists in finding an admissible policy $p^0 \in P$ for which the cost functional F(u,p) assumes its minimum; i.e.,

$$F(u^0, p^0) = \min_{p \in P} F(u,p), \tag{1.5}$$

where $u = u(t,x;p)$ and $u^0 = u(t,x;p^0)$.

In this Note we shall deal only with the necessary conditions for optimality of an admissible policy.

2. Representation of u(t,x;p)

In [6] it has been shown that the solution u(t,x;p) of Eq. (1.1) satisfying the conditions (1.2)-(1.3) also satisfies the following Fredholm integral equation of the second kind:

$$u(t,x;p) = h(t,x;p) + \lambda \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b G(t,x;\sigma,\eta) A(\sigma,\eta) u(\sigma,\eta)\,d\eta\,d\sigma, \tag{2.1}$$

for $(t,x,p) \in I \times J \times P$; where

$$h(t,x;p) = \frac{x-a}{b-a}\psi_2(t) - \frac{x-b}{b-a}\psi_1(t) + \frac{t-t_o}{t_1-t_o}\phi_2(x) - \frac{t-t_1}{t_1-t_o}\phi_1(x)$$
$$+ \frac{(x-a)(t-t_1)}{(b-a)(t_1-t_o)}\psi_2(t_o) + \frac{(x-b)(t-t_o)}{(b-a)(t_1-t_o)}\psi_1(t_1)$$
$$- \frac{(x-a)(t-t_o)}{(b-a)(t_1-t_o)}\psi_2(t_1) - \frac{(x-b)(t-t_1)}{(b-a)(t_1-t_o)}\psi_1(t_o)$$
$$+ \int_{t_o}^{t_1}\int_{a}^{b} G(t,x;\theta,\xi)v(\theta,\xi)d\xi\, d\theta\,, \qquad (2.2)$$

and $G(t,x;\sigma,\eta)$ is Green's function associated with Eq.(1.1):

$$(b-a)(t_1-t_o)G(t,x;\sigma,\eta) = \begin{cases} (b-a)(t_1-t)(\eta-a)(\sigma-t_o) & \text{for } \eta\le x,\ \sigma\le t \\ (b-x)(t-t_o)(\eta-a)(t_1-\sigma) & \text{for } \eta\le x,\ \sigma\ge t \\ (x-a)(t_1-t)(b-\eta)(\sigma-t_o) & \text{for } \eta\ge x,\ \sigma\le t \\ (x-a)(t-t_o)(b-\eta)(t_1-\sigma) & \text{for } \eta\ge x,\ \sigma\ge t \end{cases} \qquad (2.3)$$

for $(\sigma,\eta)\in I\times J$, $(t,x)\in I\times J$. In [6] has also been shown that the function $G \equiv G(t,x;\sigma,\eta)$ is continuous in all of its arguments, and

$$\frac{\partial G}{\partial x}\Big|_{\eta+\varepsilon} - \frac{\partial G}{\partial x}\Big|_{\eta-\varepsilon} = -\frac{(t_1-t)(\sigma-t_o)}{t_1-t_o} \quad \text{for } \sigma\le t,$$
$$\frac{\partial G}{\partial x}\Big|_{\eta+\varepsilon} - \frac{\partial G}{\partial x}\Big|_{\eta-\varepsilon} = -\frac{(t-t_o)(t_1-\sigma)}{t_1-t_o} \quad \text{for } \sigma\ge t, \qquad (2.4)$$
$$\frac{\partial G}{\partial t}\Big|_{\sigma+\varepsilon} - \frac{\partial G}{\partial t}\Big|_{\sigma-\varepsilon} = -\frac{(b-x)(\eta-a)}{b-a} \quad \text{for } \eta\le x,$$
$$\frac{\partial G}{\partial t}\Big|_{\sigma+\varepsilon} - \frac{\partial G}{\partial t}\Big|_{\sigma-\varepsilon} = -\frac{(x-a)(b-\eta)}{b-a} \quad \text{for } \eta\ge x.$$

Further, the function $G(t,x;\sigma,\eta)$ is nonnegative and symmetric with respect to (t,x) and (σ,η).

Hence, if $\Gamma(t,x;\eta,\sigma;\lambda)$ is the <u>resolvent kernel</u> corresponding to the kernel $G(t,x;\sigma,\eta)A(\sigma,\eta)$, we have

$$u(t,x;p) = h(t,x;p) + \lambda\int_{t_o}^{t_1}\int_{a}^{b}\Gamma(t,x;\sigma,\eta;\lambda)h(\sigma,\eta;p)d\eta\, d\sigma \qquad (2.5)$$

for $(t,x,p)\in I\times J\times \underline{P}$, provided that λ is not a characteristic value for the integral operator

$$T(u)(t,x) = \int_{t_o}^{t_1}\int_{a}^{b} G(t,x;\sigma,\eta)A(\sigma,\eta)u(\sigma,\eta)d\eta\, d\sigma\,. \qquad (2.6)$$

In this Note we assume that λ is not a characteristic value.

It is clear that the function $h(t,x;p)$ is continuously differentiable in $(t,x,p) \in I \times J \times \underline{P}$. The resolvent kernel Γ is continuous in all of its arguments and $\frac{\partial \Gamma}{\partial t}$ and $\frac{\partial \Gamma}{\partial x}$ are piecewise smooth with weak singularities at $t = \sigma$, $x = \eta$, where they have the same jumps as $\frac{\partial G}{\partial t}$ and $\frac{\partial G}{\partial x}$, described in Eqs.(2.4). It is shown in [6] that differentiation with respect to t and x under the integral sign in

$$\int_{t_0}^{t_1}\int_{a}^{b} G(t,x;\sigma,\eta)A(\sigma,\eta)u(\sigma,\eta)d\eta\, d\sigma$$

is permitted. Consequently, we can also differentiate under the integral sign in

$$\int_{t_0}^{t_1}\int_{a}^{b} \Gamma(t,x;\sigma,\eta,\lambda)h(\sigma,\eta;p)d\eta\, d\sigma ,$$

with respect to t and x.

3. Necessary Conditions for Optimality

We now establish the necessary conditions for optimality of an admissible policy p, using a dynamic programming approach, which is employed in our previous notes in this series, [2] - [4], and in [5a] and [5b].

Making use of the principle of optimality of R.Bellman [1], and the method used in [2] - [5], we can easily show that for an optimal policy $p = \{\phi_1, \phi_2, \psi_1, \psi_2, v\}$, the functional

$$G(p;\tau) = -\int_a^b Q(u(\tau,x,p),u_x(\tau,x,p),p,\tau,x)dx \qquad (3.1)$$

assumes its minimum for each $\tau \in I$. Thus, for an optimal policy, we have

$$\delta_v G(p;\tau) = 0,\ \delta_{\phi_k} G(p;\tau) = 0,\ \delta_{\psi_k} G(p;\tau) = 0 \quad (k=1,2),\ \tau \in I \qquad (3.2)$$

where $\delta_v G$, $\delta_{\phi_k} G$ and $\delta_{\psi_k} G$ are the first variations of the function $G = G(p;\tau)$ with respect to v, ϕ_k and ψ_k, corresponding to the increments $\delta v = \delta v(t,x)$, $\delta\phi_k = \delta\phi_k(x)$ and $\delta\psi_k = \delta\psi_k(t)$ such that $v + \delta v \in V$, $\phi_k + \delta\phi_k \in \Phi$ and $\psi_k + \delta\psi_k = \psi_k$ $(k=1,2)$, respectively. Further, by virtue of the representation formula (2.5) we have

$$\delta_* u(t,x;p) = \delta_* h(t,x;p) + \lambda\int_{t_0}^{t_1}\int_{a}^{b} \Gamma(t,x;\sigma,\eta;\lambda)\,\delta_* h(\sigma,\eta;p)d\eta\, d\sigma \qquad (3.3)$$

where δ_* denotes one of the symbols δ_v, δ_{ϕ_k}, δ_{ψ_k}.

By Eq.(2.2) we have

$$\delta_v h(t,x;p) = \int_{t_0}^{t_1}\int_a^b G(t,x;\theta,\xi)\,\delta v(\theta,\xi)\,d\xi\,d\theta\,, \tag{3.4}$$

$$\delta_{\phi_1} h(t,x;p) = \frac{t_1-t}{t_1-t_0}\,\delta\phi_1(x)\,,$$

$$\delta_{\phi_2} h(t,x;p) = \frac{t-t_0}{t_1-t_0}\,\delta\phi_2(x)\,,$$

$$\delta_{\psi_1} h(t,x;p) = \frac{b-x}{b-a}\,\delta\psi_1(t) + \frac{(x-b)(t-t_0)}{(b-a)(t_1-t_0)}\,\delta\psi_1(t_1) -$$

$$- \frac{(x-b)(t-t_1)}{(b-a)(t_1-t_0)}\,\delta\psi_1(t_0)\,,$$

$$\delta_{\psi_2} h(t,x;p) = \frac{x-a}{b-a}\,\delta\psi_2(t) - \frac{(x-a)(t-t_0)}{(b-a)(t_1-t_0)}\,\delta\psi_2(t_1) +$$

$$+ \frac{(x-a)(t-t_1)}{(b-a)(t_1-t_0)}\,\delta\psi_2(t_0)\,.$$

Furthermore, by the remarks at the end of §2, we have

$$\delta_* u_x(t,x;p) = \delta_* h_*(t,x;p) + \lambda\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b \Gamma_x(t,x;\sigma,\eta;\lambda)\,\delta_* h(\sigma,\eta;p)\,d\eta\,d\sigma\,, \tag{3.5}$$

where $u_x = \frac{\partial u}{\partial x}$. Finally, we have

$$\delta_* G(p;\tau) = -\int_a^b \Big\{\frac{\partial Q}{\partial u}\,\delta_* u(\tau,x;p) + \frac{\partial Q}{\partial u_x}\,\delta_* u_x(\tau,x;p) + \frac{\partial Q}{\partial *}\,\delta^*(\tau,x)\Big\}dx\,, \tag{3.6}$$

where $Q = Q(u(\tau,x;p),\ u_x(\tau,x;p),p,\tau,x))$, $\tau\in I$.

We can easily verify that the equation $\delta_v G(p;\tau) = 0$ will be satisfied for any continuous δv $(v+\delta v\in V)$ if and only if

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Q}{\partial v} = 0 \\ \dfrac{\partial Q}{\partial u}\cdot G(\tau,x;\theta,\xi) + \dfrac{\partial Q}{\partial u_x}\cdot G_x(\tau,x;\theta,\xi) \\ + \lambda\displaystyle\int_{t_0}^{t_1}\int_a^b \Big\{\frac{\partial Q}{\partial u}\Gamma(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) + \frac{\partial Q}{\partial u_x}\Gamma_x(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda)\Big\}\ G(\sigma,\eta;\theta,\xi)\,d\eta\,d\sigma = 0 \end{cases} \tag{3.7}$$

for τ; $\theta\in I$, x, $\xi\in I$. Further, the equation $\delta_{\phi_1} G(p;\tau) = 0$ will be satisfied for any continuously differentiable $\delta\phi_1(\phi_1+\delta\phi_1\in\Phi_1)$ with $\delta\phi_1(a) = \delta\phi_1(b) = 0$, if and only if

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Q}{\partial \phi_1} = 0 , \\ \dfrac{\partial Q}{\partial u} - \dfrac{\partial}{\partial x}\left(\dfrac{\partial Q}{\partial u_x}\right) \\ \quad + \lambda \int_{t_0}^{t_1} \int_a^b \Big[\dfrac{\partial Q}{\partial u} \Gamma(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) + \\ \quad + \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} \Gamma_x(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) \Big] \dfrac{t_1-\sigma}{t_1-t_0} \, dx \, d\sigma = 0 \end{cases} \tag{3.8}$$

for $(\tau,\eta) \in I \times J$; likewise the equation $\delta_{\phi_2} G(p;\tau) = 0$ will be satisfied for any continuously differentiable $\delta\phi_2 (\phi_2 + \delta\phi_2 \in \bar{\Phi}_2)$ with $\delta\phi_2(a) = \delta\phi_2(b) = 0$, if and only if

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Q}{\partial \phi_2} = 0 , \\ \dfrac{\partial Q}{\partial u} - \dfrac{\partial}{\partial x}\left(\dfrac{\partial Q}{\partial u_x}\right) \\ \quad + \lambda \int_{t_0}^{t_1} \int_a^b \Big[\dfrac{\partial Q}{\partial u} \Gamma(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) + \\ \quad + \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} \Gamma_x(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) \Big] \dfrac{\sigma-t_0}{t_1-t_0} \, dx \, d\sigma = 0 \end{cases} \tag{3.9}$$

for $(\tau,\eta) \in I \times J$. Furthermore, the equation $\delta_{\psi_1} G(p;\tau) = 0$ will be satisfied for any continuous $\delta\psi_1 (\psi_1 + \delta\psi_1 \in \bar{\Psi}_1)$ with $\delta\psi_1(t_0) = \delta\psi_1(t_1) = 0$, if and only if

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Q}{\partial \psi_1} + (b-x) \dfrac{\partial Q}{\partial u} - \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} = 0 , \\ \int_a^b \int_a^b \Big[\dfrac{\partial Q}{\partial u} \Gamma(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) + \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} \Gamma_x(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) \Big] (b-\eta) dx \, d\eta = 0 \end{cases} \tag{3.10}$$

for any $\tau, \sigma \in I$; and, finally, the equation $\delta_{\psi_2} G(p,\tau) = 0$ will be satisfied for any continuous $\delta\psi_2 (\psi_2 + \delta\psi_2 \in \bar{\Psi}_2)$ with $\delta\psi_2(t_0) = \delta\psi_2(t_1) = 0$, if and only if

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Q}{\partial \psi_2} + (x-a) \dfrac{\partial Q}{\partial u} - \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} = 0, \\ \int_a^b \int_a^b \Big[\dfrac{\partial Q}{\partial u} \Gamma(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) + \dfrac{\partial Q}{\partial u_x} \Gamma_x(\tau,x;\sigma,\eta;\lambda) \Big] (\eta-a) dx \, d\eta = 0 \end{cases} \tag{3.11}$$

for $\tau, \sigma \in I$. Thus, <u>optimal policies are among admissible policies</u> $\{\phi_1, \phi_2, \psi_1, \psi_2, v\}$ <u>satisfying the equations</u> (3.7)-(3.11) <u>simultaneously</u>.

REFERENCES

1. Bellman R.E., Dynamic Programming, Princeton University Press, Princeton, N.J., 1957
2. Oğuztöreli M.N., Una classe di equazioni funzionali nella teoria dei controlli ottimi, "Rend.Accad.Naz.dei Lincei. Cl. Sci. fis., mat. e nat." x.8ª, 1968 (in print).
3. Mangeron D., Oguztoreli M.N., Problemi ottimali spettanti ai sistemi di controlle con parametri distribuiti. Nota Iª, Rend.Accad.Naz.dei Lincei.Cl.Sci.fis.,mat. e nat.:, s.8ª, 1968 (in print).
4. Mangeron M.N., Oğuztöreli M.N., Problemi ottimali spettanti ai sistemi di controllo con parametri distribuiti. "Rend. Accad. Naz. dei Lincei, Cl.Sci.fis., mat. e nat." s. 8ª, 1968 (in print). Nota IIª
5. Oğuztöreli M.N., Time-Lag Control Systems. Academic Press, New York and London, 1966.
   (b) Optimization in Distributed Parameter Control Systems. A Dynamic Programming Approach. A Publication of the Department of Mathematics of the University of Alberta, Edmonton, Alberta, Canada, 1968
6. Mangeron D., Problemi al conterno per le equazioni differenziali alle derivate parziali di quart' ordine con caratteristiche reali doppie. "Rend. Accad.Sci. fis., mat., Napoli", s.4ª, II, 28-4o, 1932
7. Picone M., Nuovi metodi per il calcolo delle soluzioni delle equazioni a derivate parziali della Fisica Matematica. Conferenze tenuta il 27 maggio 1937 al Seminario Matematico dell'Università di Iasi, "Ann.Sci.de l'Univ. de Jassy", I-e Sect., XXVI (1), 1983-232, 194o
8. Berezanski Yu.M., Sui problemi al contorno concernenti operatori differenziali generalizzati (in russo), "Doklady Akad. Nauk S.S.S.R.", 122, 6, 959-962, 1968
9. Birkhoff G., Gordon W.J., The Draftsmam's and Related Equations, Research Publ. GMR-748, Warren, Michigan, 14 p., 1968.
10. Boinov D., Quelques problèmes concernant les équations de Mangeron, "Ann. Inst. Mec. et Electr.", III, 6p.,1968
11. de Giorgi E., Un teorema di unicità per il problema di Cauchy relativo ad equazioni differenziali a derivate parziali, Scritti Matematici offerti a Mauro Picone, Bologna, Azzoguidi, 781-787, 1955
12. Faedo S., Alcuni problemi risoluti nell'ambito dell' INAC, "Bull. Inst.,Polytechn., Jassy", II, 2, 6 pp.,1947
13. Delerue P., Quelques nouveaux problèmes à la frontière, "Bull. Inst.Polytechn. Jassy", s.n., XII (XVI), 1-2, lol-lo6, 1966
14. Favard, J., Quelques theorèmes concernant les équations polyvibrantes, dites "equations de Mangeron", "Bull. Inst. Polytechn. Jassy", s.n., XI (XV), 1-2, 17-2o,1965
15. Fichera G., Nuovi resultati conseguiti nell 'ambito dell' I.N.A.C., "Bull.Inst.Polytechn.Jassy", III, 2, 8 pp., 1948

16. Gordon W.J., Spline Weighted Bivariate Interpolation through curve networks, Research Publ. GMR-758, Warren, Michigan, 29 pp., 1968

17. Krivoshein L.E., Su un problema spettante alle equazioni integro-differenziali polivibranti (in russo), "Trudy 12-i Konf. Kirg. Gos.Univ.", Frunze, 6 pp., 1964

18. Kaxytov T., Applicazione del metodo di Mangeron-Krivoshein nello studio di alcuni sistemi integro-differenziali, "Rend. Accad. Naz. dei Lincei, Cl. sci.fis., mat. e nat.", s. 8ª, 37, 5, 242-245, 1965

19. Manaresi F., Studio di una equazione differenziale alle derivate parziali con caratteristiche reali doppie, "Rend.Sem.Mat.Univ.Padova", XXXII, 163-213, 1964

20. Mazzella F.G., Alcuni teoremi concernenti i problemi di Mangeron, "Bull.Inst.Polytechn.,Jassy", s.n., IX(XIII), 3-4, 35-38, 1963

21. Oğuztöreli M.N., Mangeron D., Studies of Mathematical Physics Differential Systems by Laplace-Picone Transforms, "Revue Roumaine Sci. Techn. série de Méc.Appl." 13, 20 pp., 1968

22. Poli L., Delerue P., Le Calcul Simbolique à deux Variables, Gauthier-Villars, Paris, 1954.

23. Pomeiu D., Equations à caractéristiques réelles doubles, "Bull. Soc. Roum. Math.", 6 pp., 1948

24. Rosenblatt A., Approximations successives pour les équations á caractéristiques réelles et multiples, "C. r. Accad. Sci.", 198, 1278-80, 1933

25. Rossi F.S., Problemi di Mangeron non lineari, "Bull. Inst. Polytechn.Jassy", IX(XIII), 3-4, 39-42, 1963

26. Salvadori M., Ricerche variazionali per gli integrali doppi in forma non parametrica, "Ann. Scuola Norm.Sup. Pisa", s.IIª, V, 51-72, 1936.

27. Stampacchia G., Un teorema di calcolo delle variazioni et applicazioni a problemi al contorno per equazioni alle derivate parziali del tip iperbolico, "Giorn.Mat.", 78, 81-96, 1948-49.

28. Voinea R.P., Neagu G.D., Mangeron D., Oğuztöreli M.N., D'Ambrosio U. and Craciunaş P.T., Optimal Problems in distributed parameter Control Systems, Bul.Inst.polit. Bucureşti (in press); Silaş Gh., Brîndeu L., Neagu G.D., Mangeron D., Oguztoreli M.N., Craciunaş A., Craciunaş P.T. and Toader I.M., Optimal Problems in distributed Parameter Control Systems, II. This BULLETIN
Primită la redacţie la 25 iunie 1983.

PROBLEME DE CONTROL OPTIMAL IN SISTEME CU PARAMETRI DISTRIBUITI

Rezumat

Se discută problema de optimizare referitoare la un sistem de control cu operatori polivibranţi. Se extind rezultatele lucrărilor [2] - [5]. Evoluţia problematicii privind sisteme polivibrante [6] - [27] este indicată şi legătura cu recentele lucrări [28] este pusă în evidenţă.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

L'ÉTUDE DE LA DISTRIBUTION DES TENSIONS SUR LE POURTOUR D'UNE BIELLE À L'AIDE DE LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

Raica T., Cernut Al., Cerghit L.

1. Introduction

L'ouvrage présente les résultats d'une étude, menée à l'aide de la méthode des éléments finis, et ayant pour objet la distribution des tensions sur le pourtour de la bielle d'un moteur Diesel rapide, suralimenté, a une certaine discrétisation et dans des conditions de chargement diverses.

Pour l'étude de la distribution des tensions sur le pourtour de la bielle on a pris en consideration la sollicitation de la bielle, à la traction, selon trois hypothèses de chargement (force à répartition uniforme, force concentrée en deux points et force concentrée en un point) et à la compression. Les calculs ont été faits avec un calculateur Felix C 256, à l'aide du programme de calcul SAP IV [3], [1], [2].

2. Méthode des éléments finis

Le programme SAP IV, dont on a usé pour la calcul des tensions de la bielle, effectue automatiquement les étapes d'analyse de l'etat de tension, sauf le choix du type d'élément fini et la discrétisation de la structure. Le nombre des noeuds est de 383 et le nombre des éléments plans, quadrilatères, de 299.

On a pris en considération deux cas de chargement de la bielle: la traction sous l'action de la force d'inertie du groupe piston F_t = 1389 daN et le compression sous l'action de la force maximale des gaz F_z = 6131 daN.

Pour la sollicitation à la traction on a étudié trois hypothèses de chargement:

a) La force d'extension F_t = 1389 daN à répartition uniforme sur la moitié supérieure de la jambe de la bielle au niveau du

diamètre intérieur de sorte que les forces radiales sont F_1 = = 121,5 daN.

b) La force de traction concentrée en deux points situés à un angle de 60° par rapport à l'horizontale, $F_t/2$ = 699,5 daN.

c) La force de traction F_t = 1389 daN concentrée en un seul point situé sur l'axe de symétrie de la bielle.

Pour la sollicitation à la compression, on a considéré la force maximale des gaz F_z = 6131 daN répartie de manière sinusoidale sur la moitié inférieure de la jambe de la bielle, au diamètre intérieur, de sorte que l'amplitude de la force radiale sera F_2 = 681 daN.

3. Interprétation des résultats

A partir des résultats fournis par le programme de calcul SAP IV on a déduit les valeurs des tensions s'exerçant au milieu des côtés des éléments finis situés sur le pourtour exterieur et interieur de la bielle.

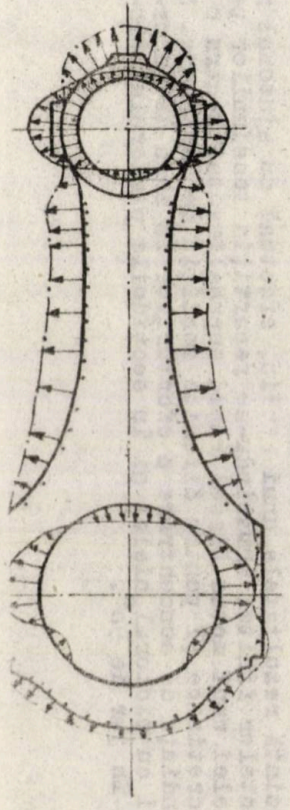
Dans les fig.1, 2, 3, 4, on a représenté la variation des tensions s'exerçant au milieu des côtés des éléments finis décrivant le pourtour de la bielle et les alésages de la jambe respectivement de la tête de la bielle, pour diverses conditions de chargement.

La fig.1 présente la variation des tensions sur le pourtour de la bielle en cas de sollicitation de la bielle à la traction, pour la force à distribution uniforme (les flèches dirigées vers l'exterieur correspondent à des efforts de traction et celles dirigées vers l'interieur à la compression).

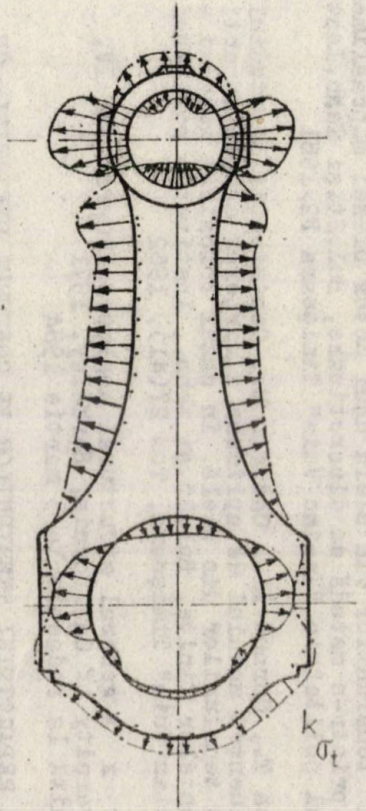
On remarque une distribution relativement uniforme des tensions au long de la tige de la bielle, les tensions maximales de traction s'obtenant dans les fibres intérieurs pour un angle de 90 - 100°.

La figure 2 présente la distribution des tensions en cas de sollicitation de la bielle à la traction pour la force concentrée en deux points. On y voit une tendance d'augmentation des tensions là où la tige est raccordée à la jambe de la bielle. Les tensions maximales sont de traction et s'obtiennent dans les fibres intérieures pour un angle de 80 - 100°.

La fig.3 présente la répartition des tensions en cas de sollicitation de la bielle à la traction pour la force concentrée



g.1 Traction F.D.U.



$k_{\sigma_t} = \frac{1}{20} \frac{mm}{daN/cm^2}$

Fig.2 Traction 2F

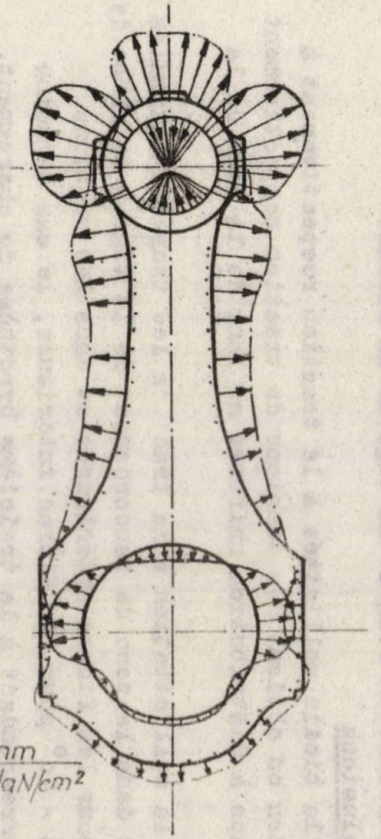
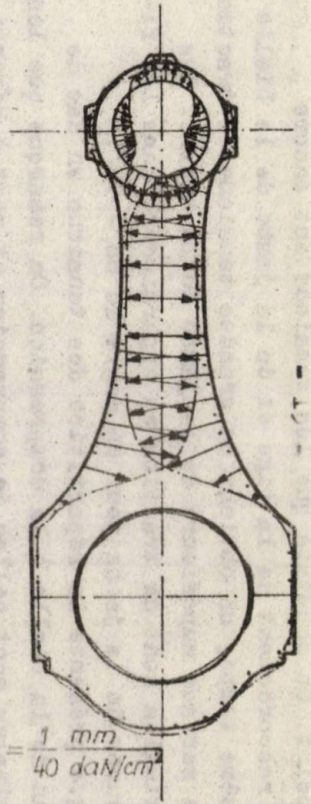


Fig.3 Traction 1F



$k_{\sigma_c} = \frac{1}{40} \frac{mm}{daN/cm^2}$

Fig.4 Compression

en un seul point. On constate que les tensions ont encore augmenté au raccordement de la tige et de la jambe de la bielle et que, en même temps, on obtient de grandes tensions de traction aussi sur la surface supérieure de la jambe de la bielle. Les tensions maximales sont de traction et apparaissent dans les fibres intérieures de la jambe pour un angle de 6o - 7o°.

La fig.4 présente la répartition des tensions en cas de sollicitation de la bielle à la compression. On remarque que les tensions maximales sont celles de compression et sont à répartition quasi uniforme ou long de la tige de la bielle.

4. Conclusions

- Pour la bielle sollicitée à la traction respectivement à la compression on obtient des tensions de traction respectivement de compression à distribution uniforme au long de la tige de la bielle.

- Pour la sollicitation à la traction les tensions maximales s'obtiennent dans la zone de raccordement de la tige à la jambe de la bielle, pour les fibres extérieures et dans les sections situées à 6o - 7o° pour les fibres intérieurs, le cas le moins favorable correspondant à la troisième hypothèse de chargement.

Bibliographie

1. Raica T., Cornut Al., Georgescu A., Determinarea repartiţiei tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat printr-o metodă de discretizare, Bul.St.şi Tehn.Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara F2/1981

2. Raica T., Cornut Al., Cădariu M., Contribuţii la studiul influenţei modului de aplicare a forţelor asupra repartiţiei tensiunilor din bielă, în cazul folosirii metodei elementelor finite, Bul.St.şi tehn., Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, Tom 27(41), 1982

3. x x x A general structural Analyses Program SAP IV, University of California, Berkeley, 1971
Primită la redacţie la 5 martie 1984

STUDIUL REPARTITIEI TENSIUNILOR PE CONTURUL UNEI BIELE CU AJUTORUL METODEI ELEMENTELOR FINITE

Rezumat

Se prezintă rezultatele unui studiu, efectuat cu ajutorul metodei elementelor finite, urmărindu-se repartiţia tensiunilor pe conturul bielei unui motor Diesel rapid supraalimentat pentru o anumită discretizare şi pentru diferite condiţii de încărcare. Se constată tendinţa de concentrare a eforturilor în zona de racordare a tijei cu piciorul bielei şi în secţiunile piciorului bielei situate în jur de 9o°.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

L'ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA DISCRÉTISATION SUR LA DISTRIBUTION DES TENSIONS DANS LA BIELLE EN CAS D'UTILISATION DE LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

Raica T., Cornut Al., Cerghit L.

1. Introduction

L'ouvrage présente les résultats d'une étude comparative concernant l'influence de la discrétisation sur les déformations et la distribution des tensions ayant lieu dans la bielle d'un moteur Diesel suralimenté.

Les déformations et les tensions apparaissant dans la bielle sollicitée à la traction ont été déterminées par la méthode des éléments finis à l'aide du programme de calcul SAP IV, [2].

2. Méthode de travail

Pour la discrétisation de la bielle on a utilisé un élément plan, quadrilatère. On a considéré deux cas de discrétisation.

Au premier, fig.1, le nombre des éléments finis est de 192, et le nombre des noeuds de 252. Au second, fig.5, le nombre des éléments finis est de 362, et celui des noeuds de 428. La discrétisation plus fine a en vue l'eccroissement de la précision des résultats et l'extension des zones soumises à la recherche.

Dans les deux cas on a augmenté la nombre d'éléments des zones de raccordement de la tige à la jambe, respectivement à la tête, où des concentrations d'efforts font leur apparition.

On a considéré que la bielle est sollicitée à la traction sous l'action de la force d'inertie du groupe piston (F_t) à distribution uniforme dans les noeuds 6, 8 ... 3o, fig.1, respectivement 23, 25 ... 47, fig.5. Pour la force F_t= 13o7 daN il résulte une force radiale F_1= 172 daN. La bielle a été considérée encastrée dans sa tête au diamètre intérieur, sur la surface inférieure correspondant à un angle de 12o°, les déplacements des

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁR 1848

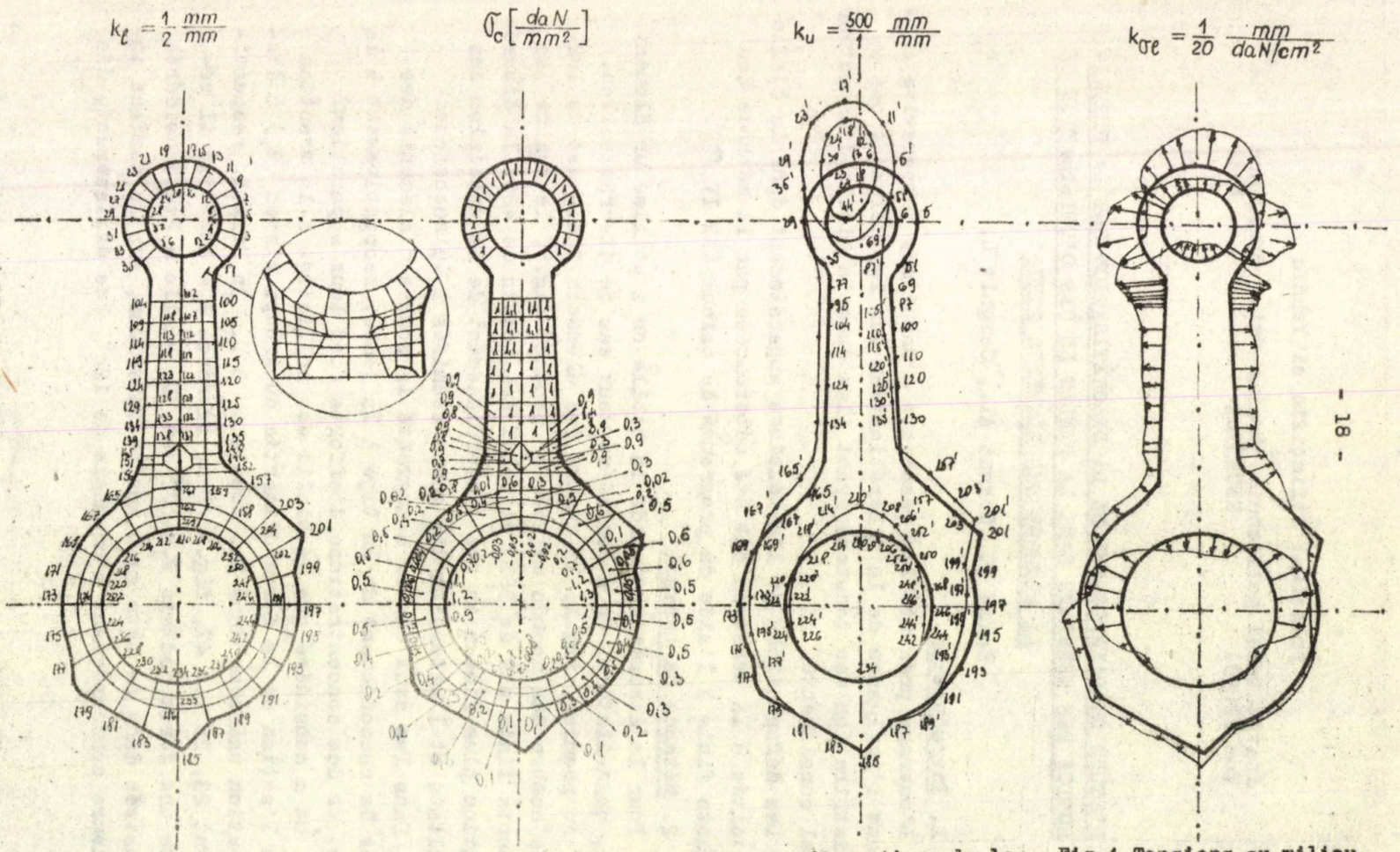


Fig.1 Discrétisation I

Fig.2 Tensions du centre I

Fig.3 Déformations de la bielle I

Fig.4 Tensions au milieu de la cote I

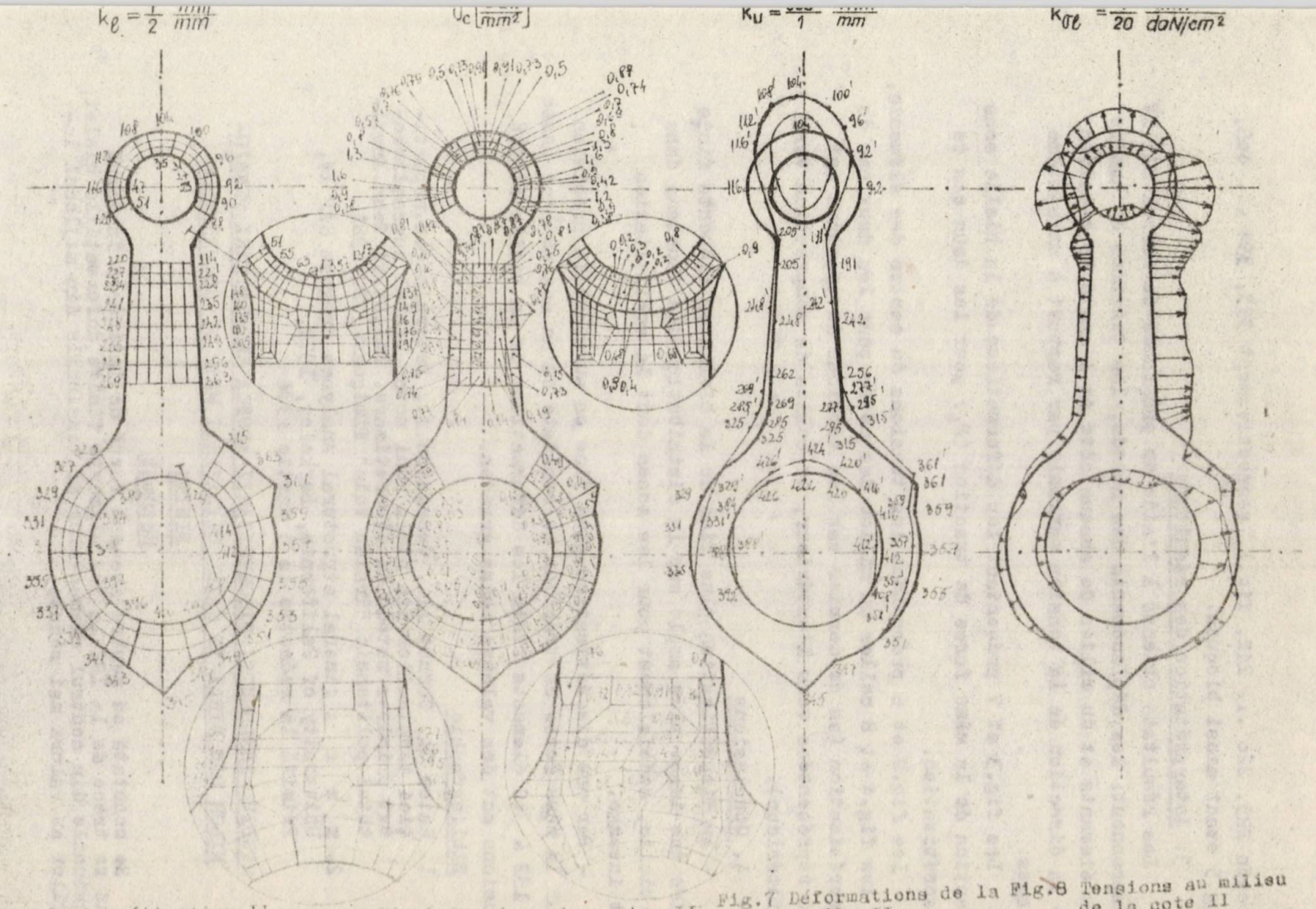


Fig.5 Discrétisation II

Fig.6 Tensions du centre II

Fig.7 Déformations de la bielle II

Fig.8 Tensions au milieu de la cote II

noeuds 225, 228 ... 242, fig.1, respectivement 393, 394 ... 408, fig.5 étant ainsi bloqués.

3. Interprétation des résultats

Les résultats obtenus à l'aide du programme de calcul SAP IV comprennent: les déplacements des noeuds, les tensions du centre des éléments et du milieu de chaque côté et l'angle de rotation de la direction de la tension maximale par rapport à un système d'axes.

Les fig.3 et 7 présentent les déformations de la bielle sous l'action de la même force de traction (F_t) pour les deux cas de discrétisation.

Les fig.2 et 6 présentent les tensions du centre des éléments, et les fig.4 et 8 celles du milieu des côtés pour les deux cas de discrétisation (en ce dernier cas les tensions de traction ont été représentées vers l'extérieur, et celles de compression vers l'intérieur).

4. Conclusions

- La discrétisation plus fine de la bielle en éléments finis offre une image plus ample sur la distribution des tensions dans la bielle, spécialement pour les zones dont la sollicitation est intense.

- Par une discrétisation plus fine on augmente la précision. Pour la même force de traction on constate qu'an cas où l'on passe de 192 à 362 éléments finis les déformations de la bielle et les tensions ont des valeurs moins grandes.

Bibliographie

1. Raica T., Cornut Al., Georgescu A., Determinarea repartiţiei tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat printr-o metodă de discretizare. Bul.St.şi Tehn.Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, F2/1981

2. x x x A general structural Analyses Program SAP IV, University of California, Berkeley, 1971.

Primită la redacţie la 5 martie 1984

STUDIUL INFLUENTEI DISCRETIZARII ASUPRA REPARTITIEI TENSIUNILOR DIN BIELA IN CAZUL UTILIZARII METODEI ELEMENTELOR FINITE

Rezumat

Se constată că pentru aceeaşi forţă de întindere în cazul cînd se trece de la 192 la 362 elemente finite deformaţiile bielei, tensiunile din centrul elementelor şi tensiunile din mijlocul laturilor au valori mai reduse.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

FRICTION LOSSES IN CURVED PIPES, IN THE CASE OF LAMINAR FLOW

Mircea A. Tămaş

The laminar flow in curved pipes was amply treated in many papers, both experimentally and analytically /3/,/5/,/7/, but the first who has obtained a satisfactory model for frictional resistance was Ito /4/, developing the Adler's theoretical method /2/ and using the concept of secondary flow, which is the cause of supplementary losses. Ito Considers only the case of small curvature and so, in the present paper a general formula for the friction factor is proposed.

1. Assumptions

a) incompressible fluid
b) fully developed flow
c) steady laminar flow
d) continuity of the secondary flow
e) the flow in the pipe is formal divided into two regions : a thin "boundary layer" near the wall, where the secondary flow takes place and the viscous forces are important, and a frictionless core.

The assumption e) is justified by the experimental data and the axial-velocity profile, extremly different from the case of straight pipe, supports such an assumption.

2. Boundary Layer Equations

According to Schlichting Classical way /1/ and using the above assumptions, from Navier-Stokes equation in cylindrical coordinates (r, Θ , y) the equations of motion become :

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = 0 \qquad (1)$$

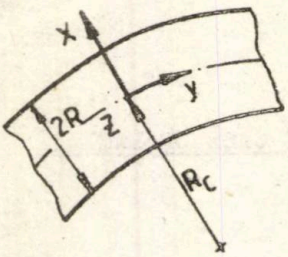


Fig.1. The curved pipe

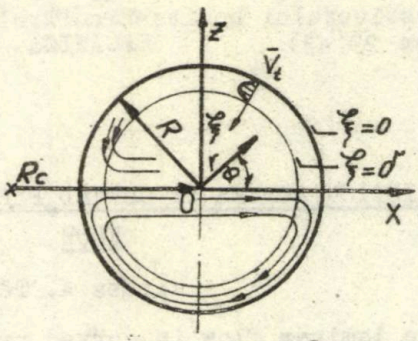


Fig.2. Secondary flow in curved pipe

$$V_n \frac{\partial V_t}{\partial r} + \frac{V_t}{R} \frac{\partial V_t}{\partial \theta} + \frac{V_y^2 \sin\theta}{R_c} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{R \partial \theta} + \nu \frac{\partial^2 V_t}{\partial r^2} \qquad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(V_n V_y) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(V_t V_y) - \frac{2 V_t V_y \sin\theta}{R_c} = \nu \frac{\partial^2 V_y}{\partial r^2} \qquad (3)$$

Outside the bpundary layer, on the assumptions that $V_z << V_y$, $\partial V_z/\partial x = 0$, $\partial V_x/\partial x << V_y$, according to experimental data, the Navier-Stokes equations become

$$-\frac{V_y^2}{R_c} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \qquad (4)$$

$$V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + \frac{V_x V_y}{R_c} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \qquad (5)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \qquad (6)$$

and so, for the secondary flow

$$(V_x)_\delta = -\left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}\right)_\delta \cdot \frac{1}{\left(\frac{\partial V_y}{\partial x}\right)_\delta + \frac{(V_y)_\delta}{R_c}} \qquad (7)$$

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)_\delta = -\rho \frac{R}{R_c} (V_y)_\delta^2 \sin\theta \qquad (8)$$

Considering a definite thickness δ and using (8) and the boundary conditions /4/

$$\left.\begin{aligned} (V_t)_\delta = 0 \qquad & \left(\frac{\partial V_t}{\partial r}\right)_\delta = 0 \\ V_y = (V_y)_\delta \qquad & \left(\frac{\partial V_y}{\partial r}\right)_\delta = 0 \end{aligned}\right\} \text{at } r = R-\delta \tag{9}$$

$$V_y = V_t = V_n = 0 \quad , \text{at} \quad r = R \tag{10}$$

the equations (2),(3) can be integrated through the boundary layer :

$$-\frac{1}{R}\frac{d}{d\theta}\int_0^\delta V_t^2\, d\xi + \frac{\sin\theta}{R_c}\int_0^\delta \left[V_t^2 + (V_y)_\delta^2 - V_y^2\right] d\xi = \nu\left(\frac{\partial V_t}{\partial \xi}\right)_0 \tag{11}$$

$$-\frac{1}{R}\frac{d}{d\theta}\int_0^\delta V_t V_y\, d\xi + (V_y)_\delta \frac{1}{R}\frac{d}{d\theta}\int_0^\delta V_t\, d\xi - (V_y)_\delta \frac{\sin\theta}{R_c}\int_0^\delta V_t\, d\xi + \tag{12}$$

$$+\frac{2\sin\theta}{R_c}\int_0^\delta V_t V_y\, d\xi = \nu\left(\frac{\partial V_y}{\partial \xi}\right)_0$$

According to e)

$$\int_1^2 (V_x)_\delta\, dz = \int_0^\delta V_t\, d\xi \tag{13}$$

and because $\frac{\partial p}{\partial y} = ct$, from (7) and (13) :

$$\left(\frac{dV_y}{d\theta}\right)_\delta = \frac{(V_y)_\delta}{R_c} R\sin\theta + \frac{\frac{\partial p}{\partial y} R^2 \sin^2\theta}{\rho \int_0^\delta V_t\, d\xi} \tag{14}$$

3. Solutions of Integral Equations

Using the Pohlhausen's approximate method /1/, like Ito /4/, the following expressions are obtained for the velocities :

$$V_t = \frac{\delta^2}{\nu R_c}(V_y)_\delta^2 \sin\theta \cdot G_1(\eta) + \frac{\Lambda}{\nu R_c} G_2(\eta) \tag{15}$$

$$V_y = (V_y)_\delta \cdot G_3(\eta). \tag{16}$$

Where Λ is the shape factor and :

$$\begin{aligned} G_1(\eta) &= \tfrac{1}{6}(2\eta - 3\eta^2 + \eta^4) \\ G_2(\eta) &= \tfrac{1}{6}(\eta - 3\eta^3 + 2\eta^4) \qquad \eta = \xi/\delta \\ G_3(\eta) &= 2\eta - 2\eta^3 + \eta^4 \end{aligned} \tag{17}$$

Considering the non-dimensional coefficients :

$$\bar{\delta} = \delta \cdot \left(\frac{\nu^2 R \cdot R_c}{(V_y)^2_{\delta,\theta_o}} \right)^{-1/4} \tag{18}$$

$$\bar{\Lambda} = \Lambda \cdot \nu^{-1} R^{-1/2} R_c^{-1/2} (V_y)^{-1}_{\delta,\theta_o} \tag{19}$$

$$(\bar{V}_y)_\delta = (V_y)_\delta \cdot (V_y)^{-1}_{\delta,\theta_o} \tag{20}$$

and the expressions (15),(16), the integral equations become :

$$-\frac{d}{d\theta}\left[\frac{17}{315}\bar{\delta}^5(\bar{V}_y)^4_\delta \sin^2\theta + \frac{101}{1260}\bar{\delta}^3\bar{\Lambda}(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta + \frac{19}{630}\bar{\delta}\bar{\Lambda}^2\right] +$$

$$+ P_c \sin\theta\left[\frac{17}{315}\bar{\delta}^5(\bar{V}_y)^4_\delta \sin^2\theta + \frac{101}{1260}\bar{\delta}^3\bar{\Lambda}(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta + \frac{19}{630}\bar{\delta}\bar{\Lambda}^2\right] =$$

$$= 6\left[\frac{\bar{\Lambda}}{\bar{\delta}} - \frac{53}{105}\bar{\delta}(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta\right] \tag{21}$$

$$-\frac{d}{d\theta}\left[\frac{167}{126}\bar{\delta}^3(\bar{V}_y)^3_\delta \sin\theta + \frac{263}{252}\bar{\delta}(\bar{V}_y)_\delta \bar{\Lambda}\right] + (\bar{V}_y)_\delta \frac{d}{d\theta}\left[2\bar{\delta}^3(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta +\right.$$

$$\left. + \frac{3}{2}\bar{\delta}\bar{\Lambda}\right] - (\bar{V}_y)_\delta \sin\theta\, P_c\left[2\bar{\delta}^3(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta + \frac{3}{2}\bar{\delta}\bar{\Lambda}\right] + \sin\theta\, P_c \cdot$$

$$\cdot\left[\frac{167}{63}\bar{\delta}^3 \cdot (\bar{V}_y)^3_\delta \sin\theta + \frac{263}{126}\bar{\delta}(\bar{V}_y)_\delta \bar{\Lambda}\right] = 120\,\frac{(\bar{V}_y)_\delta}{\bar{\delta}} \tag{22}$$

$$\frac{d(\bar{V}_y)_\delta}{d\theta} = (\bar{V}_y)_\delta \sin\theta \cdot P_c - \frac{I_1 \cdot \sin^2\theta}{\left[\frac{1}{30}\bar{\delta}^3(\bar{V}_y)^2_\delta \sin\theta + \frac{1}{40}\bar{\delta}\bar{\Lambda}\right]} \tag{23}$$

where

$$I_1 = \frac{4}{\bar{\pi}} \int_0^{\bar{\pi}} \frac{(\bar{V}_y)_\delta}{\bar{\delta}}\, d\theta \tag{24}$$

and $P_c = \dfrac{R}{R_c}$

4. <u>The Friction Factor</u>

According to Ito /4/, the mean axial-velocity is :

$$\tilde{V}_y = \frac{2}{\bar{\pi}} \int_0^{\bar{\pi}} (V_y)_\delta \sin^2\theta\, d\theta - \frac{2}{\bar{\pi} R} \int_0^{\bar{\pi}} (V_y)_\delta\, \delta^*\, d\theta \tag{25}$$

where

$$\delta^{**} = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{V_y}{(V_y)_\delta}\right) d\eta$$

and so

$$\tilde{V}_{y/o} = I_2 - I_3 D^{-1/2} \tilde{V}_{y/o}^{1/2} \tag{26}$$

where

$$I_2 = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} (\bar{V}_y)_\delta \sin^2\theta \, d\theta \quad , \quad \tilde{V}_{y/o} = \frac{\tilde{V}_y}{(V_y)_{\delta,\theta_o}} \tag{27}$$

$$I_3 = \frac{3 \cdot 2^{1/2}}{5\pi} \int_0^{\pi} (\bar{V}_y)_\delta \cdot \bar{\delta} \, d\theta \tag{28}$$

The friction factor

$$\lambda_c = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \frac{4R}{\bar{V}_y^2} \tag{29}$$

becomes :

$$\lambda_c = 2^{5/2} I_1 D^{-1/2} P_c^{1/2} \tilde{V}_{y/o}^{-3/2} \tag{30}$$

considering the equilibrium of forces :

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\frac{2}{\pi R} \int_0^{\pi} \rho \nu \left(\frac{\partial V_y}{\partial \eta}\right)_0 d\theta \tag{31}$$

5. Numerical Results

The analytical expression of the axial-velocity profile is from (2o) and (26)

$$\frac{V_y}{\bar{V}_y} = (\bar{V}_y)_\delta \left[\frac{1}{2}\left(-I_3 D^{-1/2} + \sqrt{I_3^2 D^{-1} + 4 I_2}\right)\right]^{-2} \tag{32}$$

and for the friction factor :

$$\lambda_c = 2^{11/2} I_1 D^{-1/2} P_c^{1/2} \left(\sqrt{I_3^2 D^{-1} + 4 I_2} - I_3 D^{-1/2}\right)^{-3} \tag{33}$$

where

$$I_1 = 0{,}3844\, P_c^2 + 0{,}3174\, P_c + 0{,}5211$$

$$I_2 = 0{,}0511\, P_c^2 + 0{,}6741\, P_c + 0{,}56117$$

$$I_3 = -0{,}7888\, P_c^2 + 3{,}7561\, P_c + 2{,}054 \quad , \quad D = Re \cdot P_c^{1/2}$$

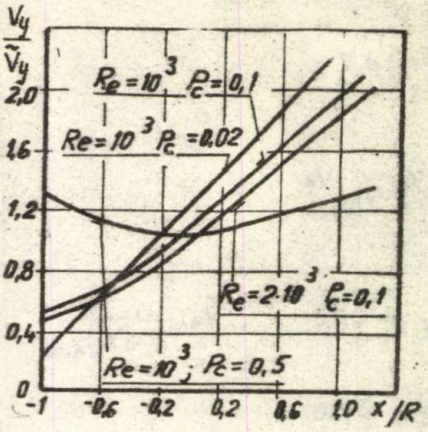


Fig.3. Axial-velocity profiles

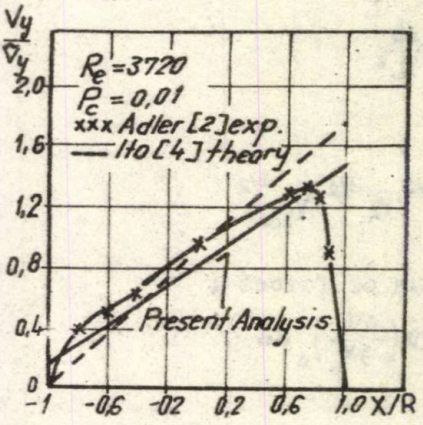


Fig.4. Experimental and theoretical velocity profiles

Fig.3 and 4 show the analytical velocity profiles, with good agreement with the experimental data. The same good congruence is in the case of the friction factor (Fig.5,6,7,8,9).

The difference between the present results and other theoretical data are due to the simplifying assumption of these that the curvature is small (White, Adler, Ito).

6. Final Remarks

The present analytical method offers the possibility to obtain the friction factor and the velocity profiles, in the case of curved pipes, for any curvature, and unlike the other models, it is a general method, showing the dependence of velocity and friction factor upon the curvature effect, for any value of P_c

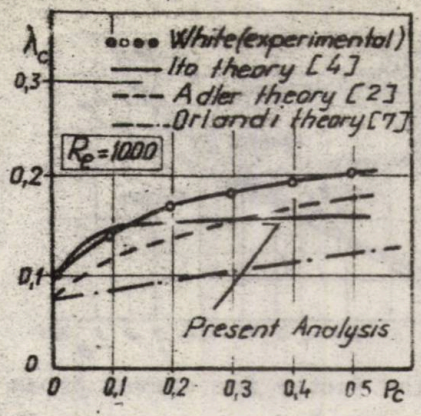


Fig. 5. Friction factor for curved pipes

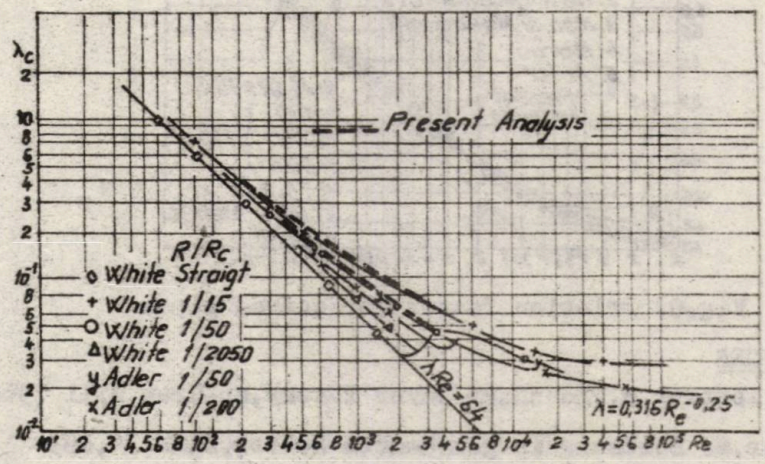


Fig.6. Friction factor for curved pipes

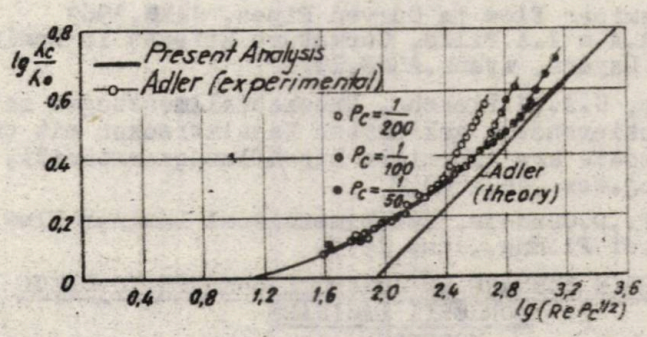


Fig.7. Friction factor for curved pipes

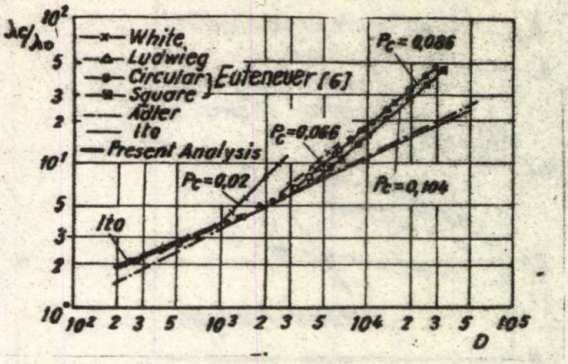


Fig.8. Friction factor for curved pipes

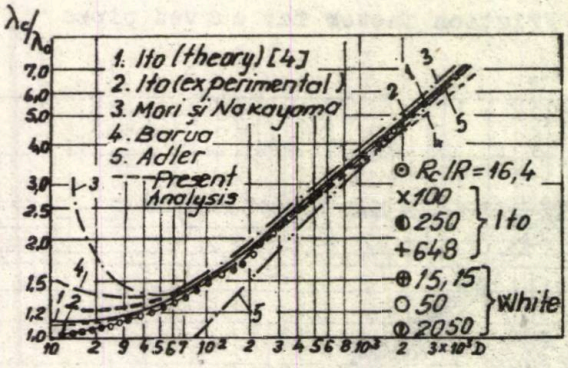


Fig.9. Friction factor for curved pipes

REFERENCES

1. Schlichting,H.,Boundary-Layer Theory,Mc-Graw Hill 1968

2. Adler,M. Strömung in gekrümmten Rohren,ZAMM,14,1934

3. Fischer,G. Einflussgrössen der Sekundärströmun in gekrümmtem Kanälen, Maschinenbau technik,2o,1971

4. Ito,H.,Laminar Flow in Curved Pipes, ZAMM,1969

5. Burbank,R.A.m J.A.Fills, Curvature Effects in Laminar Boundary Layers, Trans.ASME,1971

6. Euteneuer, G.A.,M.Piesche, Druckabfallmessungen in stationär rotierenden, gekrümmten Kanalstrecken mit quadratischen sowie kreisförmigen Durchflussquerschnitt, Forsch.Ing.Wes.,44,1978,2

7. Orlandi,P.,D.Cunsola, Two-Dimensional Laminar Flow in Elbows,J.of Fl.Eng.,June 1979.

PIERDERILE PRIN FRECARE IN CONDUCTE CURBATE,IN CAZUL CURGERII LAMINARE

Rezumat

Prezenta lucrare propune o metodă generală de calcul a pierderilor hidraulice în conducte fixe curbate de secţiune circulară, în cazul curgerii laminare, pentru orice valoare a razei de curbură. Rezultatele sînt în deplină concordanţă cu datele experimentale.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

THEORETICAL MODEL OF FLOW IN ROTATING STRAIGHT PIPES

Mircea A.Tămaş

In order to understand the complex hydrodynamic phenomena in rotating pipes, it is very important to know the basic equations which describe the flow with respect to the non-inertial system, as a first step in the investigation of flow through the impeller channels. The present paper, using the principles of fluid mechanics in C.Popa's manner /1/, obtaines the general equations with respect to the non-inertial system with application to rotating pipes.

Nomenclature /1/

ρ = density
μ = dynamic viscosity
ν = kinematic viscosity
p = field of static pressure
$\bar{\Omega}$ = angular velocity
$\bar{F}$ = field of gravitational acceleration
Ω = gravitation potential
$\bar{V}$ = absolute velocity
$\bar{V}_e$ = absolute transport velocity
$\bar{V}_o = \frac{\partial \bar{\xi}}{\partial \tau} = \frac{\partial \bar{\xi}}{\partial \tau}$ = transport velocity of $\bar{o}' \in \mathcal{E}_{\beta'}$
$\bar{o}$ = origin of inertial frame
$\bar{Q}$ = an orthogonal tensor, function of time τ
$\bar{I}$ = unit tensor
$(\ )^T$ = transpose of a tensor
$\frac{\partial}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \tau}\Big|_{\bar{x}=\text{constant}}$ = local derivative
$\bar{e}_k (k=1,2,3)$ = orthonormal basis of the coordinate system
$\wedge$ = vector product
$\bar{\omega} = \nabla \wedge \bar{V}$ = vorticity
φ_o = transport acceleration potential
$\bar{D}$ = absolute rate of strain tensor
R = radius of circular cross section of pipe
L = pipe length

1. The Navier-Stokes Equation

Let be $\mathcal{E}_\beta$ an inertial frame of reference and $\mathcal{E}_\beta'$ a non-inertial frame of reference, with $(\bar{0}, \bar{e}_\kappa)$, $\bar{0} \in \mathcal{E}_\beta$ the inertial orthonormal basis and $(\bar{0}', \bar{e}_\kappa')$, $\bar{0}' \in \mathcal{E}_\beta$ the non-inertial orthonormal basis (fig.1).

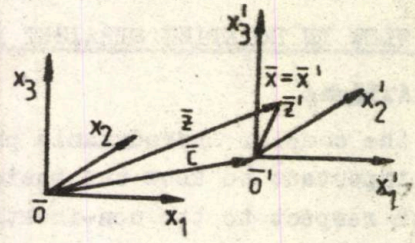


Fig.1. The frames of reference

The equation of motion for a viscous incompressible fluid ($\rho = \rho' = ct$) with respect to the non-inertial system $\mathcal{E}_\beta'$, has the following general form :

$$\rho' \frac{d\bar{V}'}{d\tau} = \rho' \bar{f}' - \nabla' p' + \mu' \nabla'^2 \bar{V}' \qquad (1)$$

But

$$\frac{d\bar{V}'}{d\tau} = \frac{\partial' \bar{V}'}{\partial \tau} + \nabla' \left(\frac{\bar{V}'^2}{2} \right) + \bar{\omega}' \wedge \bar{V}' \qquad (2)$$

So

$$\frac{\partial' \bar{V}'}{\partial \tau} + \bar{\omega}' \wedge \bar{V}' = \bar{f}' - \nabla' \left(\frac{p'}{\rho} \right) - \nabla' \left(\frac{\bar{V}'^2}{2} \right) + \nu \nabla'^2 \bar{V}' \qquad (3)$$

But, O.Popa /1/ has obtained that :

$$\bar{f}' = \bar{Q}^T \left(\bar{f} + \bar{f}^a \right) \qquad \text{where} \quad \bar{f}^a = -\left[\frac{d\bar{V}_e}{d\tau} + (\bar{V} - \bar{V}_e) \cdot \nabla \bar{V}_e \right] \qquad (4)$$

The analysis of $\bar{f}^a$ expression offers the possibility to write the absolute transport acceleration such as :

$$\frac{d\bar{V}_e}{d\tau} = \frac{\partial \bar{V}_e}{\partial \tau} + \bar{V} \cdot \nabla \bar{V}_e = \frac{\partial \bar{V}_e}{\partial \tau} + (\bar{V} - \bar{V}_e) \cdot \nabla \bar{V}_e + \bar{V}_e \cdot \nabla \bar{V}_e \qquad (5)$$

Using the transformations /1/ :

$$\bar{V} = \bar{V}_e + \bar{Q} \cdot \bar{V}'$$

$$\nabla \bar{V}_e = -\bar{Q} \cdot \nabla' \bar{V}_e' \cdot \bar{Q}^T$$

$$(\nabla' \bar{V}_e')^T = \bar{\Omega}' \wedge \bar{I}'$$

results :

$$\bar{Q}^T \cdot (\bar{V} - \bar{V}_e) \cdot \nabla \bar{V}_e = \bar{\Omega}' \wedge \bar{V}' \tag{6}$$

According to /1/ the field of pressure $p = p'$ can be described as a sum of two scalar fields p'_M (the "motion" pressure) and p'_R (the "repose" pressure), where $p' = p'_M + p'_R$.

But, the Euler static equation with respect to $\mathcal{E}_{\beta'}$ is :

$$\rho' \bar{f}' - \nabla' p'_R = 0 \tag{7}$$

or, according to (4)

$$\rho \bar{Q}^T \cdot \left(\bar{f} - \frac{d\bar{V}_e}{d\tau} \right) - \nabla' p'_R = 0 \tag{8}$$

So, the motion pressure is :

$$\frac{1}{\rho} \nabla' p'_M = \frac{1}{\rho} \nabla' p' - \bar{Q}^T \cdot \left(\bar{f} - \frac{\partial \bar{V}_e}{\partial \tau} - \bar{V}_e \cdot \nabla \bar{V}_e \right) \tag{9}$$

and, observing (4), (5), (6) and (9), the equation of motion (3) becomes :

$$\frac{\partial' \bar{V}'}{\partial \tau} - \bar{V}' \wedge (\bar{\omega}' + 2\bar{\Omega}') + \frac{1}{2} \nabla' \bar{V}'^2 = -\frac{1}{\rho} \nabla' p'_M + \nu \nabla'^2 \bar{V}' \tag{10}$$

expression which represents the most general form of Navier-Stokes equation with respect to the non-inertial system

The local absolute transport acceleration can be written, according to /1/

$$\frac{\partial \bar{V}_e}{\partial \tau} = \nabla \varphi_0 + \frac{d\bar{\Omega}}{d\tau} \wedge (\bar{r} - \bar{c}) \tag{11}$$

where

$$\varphi_0 = (\bar{r} - \bar{c}) \cdot \left(\frac{d\bar{V}_0}{d\tau} - \bar{\Omega} \wedge \bar{V}_0 \right) \tag{12}$$

and $\bar{V}_0$, $\bar{\Omega}$, $\bar{c}$ are functions of time only.

Using the obvious transformations /1/:

$$\bar{V}_e' = \bar{V}_0' + \bar{\Omega}' \wedge (\bar{r}' - \bar{c}')$$

and

$$\bar{V}_e = -\bar{Q} \cdot \bar{V}_e'$$

results

$$\bar{V}_e \cdot \nabla \bar{V}_e = \bar{\Omega}' \wedge \left[\bar{V}_0' + \bar{\Omega}' \wedge (\bar{r}' - \bar{c}') \right] \cdot \bar{Q}^T \tag{13}$$

So, the most general expression for the motion pressure becomes:

$$\frac{1}{\rho} \nabla' p'_M = \frac{1}{\rho} \nabla' p' - \bar{Q} \cdot \bar{f} + \bar{Q}^T \cdot \left[\frac{d\bar{V}_0}{d\tau} - \bar{\Omega} \wedge \bar{V}_0 + \frac{d\bar{\Omega}}{d\tau} \wedge (\bar{r} - \bar{c}) \right] + \\ + \bar{\Omega}' \wedge \left[\bar{V}_0' + \bar{\Omega}' \wedge (\bar{r}' - \bar{c}') \right] \tag{14}$$

2. The Particular Cases

2.1. $\mathcal{E}'_\beta \equiv \mathcal{E}_\beta$

It is obvious that $\bar{q} = \bar{q}' = o$ and $\bar{V}_o = \bar{V}_o' = 0$. So

$$\frac{1}{\rho}\nabla p_M = \frac{1}{\rho}\nabla p - \bar{Q}^T \cdot \bar{f}$$

But $\bar{f} = -\nabla\Omega$ and so, $\bar{Q}^T \cdot \bar{f} = -\nabla'\Omega$

So
$$\frac{1}{\rho}\nabla p_M = \frac{1}{\rho}\nabla p - \bar{f} \qquad (15)$$

And (1o) becomes:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial \tau} - \bar{V} \wedge \bar{\omega} + \frac{1}{2}\nabla \bar{V}^2 = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \bar{f} + \nu \nabla^2 \bar{V} \qquad (16)$$

which represents the Navier-Stokes equation with respect to an inertial system.

2.2. Purely Translation $\bar{q} = \bar{q}' = o$

From (1o)

$$\frac{\partial' \bar{V}'}{\partial \tau} - \bar{V}' \wedge \bar{\omega}' + \frac{1}{2}\nabla' \bar{V}'^2 = -\frac{1}{\rho}\nabla' p_M' + \nu \nabla'^2 \bar{V}' \qquad (17)$$

and
$$\frac{1}{\rho}\nabla' p_M' = \frac{1}{\rho}\nabla' p' - \bar{Q}^T \cdot \left[\bar{f} - \frac{d\bar{V}_o}{d\tau}\right]$$

where $\bar{V}_o$ contains only the translation term.

2.3. Purely Rotation (the rotating pipe case) $\bar{q} = ct$

In this case $\frac{d\bar{q}}{d\tau} = 0$ and $\bar{V}_o = \bar{\Omega} \wedge \bar{c}$. So

$$\bar{V}_e = \bar{V}_o + \bar{\Omega} \wedge (\bar{r} - \bar{c}) = \bar{\Omega} \wedge \bar{r}$$

and

$$\frac{\partial \bar{V}_e}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \tau}(\bar{\Omega} \wedge \bar{r}) = 0$$

Using from /1/ the non-indifferent expression : $\bar{C} = -\bar{Q} \cdot \bar{c}'$ results :

$$\bar{V}_o = \bar{\Omega} \wedge \bar{c} - \bar{Q} \cdot \bar{V}_o' \qquad (18)$$

In the purely rotation case $\bar{V}_o' = 0$. So

$$\frac{1}{\rho}\nabla' p_M' = \frac{1}{\rho}\nabla' p' - \bar{Q}^T \cdot \bar{f} + \bar{\Omega}' \wedge \left[\bar{\Omega}' \wedge (\bar{r}' - \bar{c}')\right] \qquad (19)$$

2.3.1. The Rotating Straight Pipe (fig.2)

From (19)

$$\frac{1}{\rho}\nabla' p_M' = \frac{1}{\rho}\nabla' p' - \bar{Q}^T \cdot \bar{f} + \left[\bar{\Omega}' \cdot (\bar{r}' - \bar{c}')\right]\bar{\Omega}' - \Omega'^2(\bar{r}' - \bar{c}') \qquad (2o)$$

so

$$p_M' = p' - \frac{\rho}{2}\Omega'^2 (\bar{r}' - \bar{c}')^2$$

but, according to /1/ : $\bar{z}' = \bar{c}' + \bar{Q}^T \cdot \bar{z}$, so

$$p_M' = p' - \frac{\rho}{2} \Omega'^2 z'^2 \tag{21}$$

When $\bar{o} \equiv \bar{o}'$, $\bar{c} = o$ and from (2o) :

$$p_M' = p' - \frac{\rho}{2} \Omega'^2 z'^2 \tag{22}$$

The expressions (21) and (22) are identical with Johnston relationship for this particular case /3/ (See also /2/,/4/).

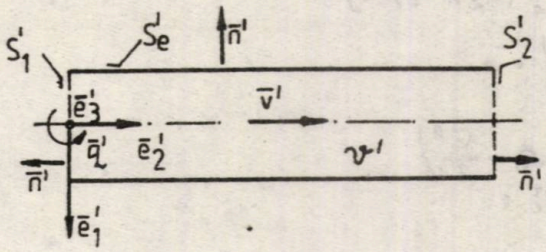


Fig.2. The rotating straight pipe

3. The Measure of Viscous Dissipation

Assumptions :

a) $\bar{v}' \cdot \bar{e}_1' << \bar{v}' \cdot \bar{e}_2'$

b) $\bar{\Omega}' = ct.$

c) $\frac{\partial' \bar{v}'}{\partial \tau} = 0$

d) $\bar{c}' = 0$

e) $\bar{v}' = \bar{e}_2' v'$

f) $\frac{\partial' \bar{v}'}{\partial x_2'} = 0$

According to O.Popa /1/ the energy equation with respect to the non-inertial system is :

$$\frac{\partial'}{\partial \tau} \int_{v'} \rho \frac{\bar{v}'^2}{2} dv' = -\int_{\partial v'} \rho H' \bar{v}' \cdot \bar{n}' da' + 2\mu \int_{\partial v'} \bar{n}' \cdot \bar{D}' \cdot \bar{v}' da' - \int_{v'} \phi dv' \tag{23}$$

where

$$H' = \Omega + \varphi_o - \frac{\bar{v}_e^2}{2} + \frac{\bar{v}'^2}{2} + \frac{p'}{\rho} \tag{24}$$

The assumptions offer the possibility to write :

$\bar{V}_o = 0$ and so, from (12) $\varphi_o = 0$

$$\bar{v}'\cdot\nabla'\bar{v}'=0 \quad \text{and so} \quad \frac{d\bar{v}'}{d\tau}=0$$

Also,

$$\bar{V}_e\cdot\nabla\bar{V}_e=\nabla\left(\frac{\bar{V}_e^2}{2}\right)+(\nabla\wedge\bar{V}_e)\wedge\bar{V}_e=\nabla\left(\frac{\bar{V}_e^2}{2}\right)+2\bar{\Omega}\wedge\bar{V}_e \tag{25}$$

and

$$2\bar{\Omega}\wedge\bar{V}_e=\frac{1}{2}\nabla\left[(2\bar{\Omega}\wedge\bar{V}_e)\cdot\bar{r}\right]$$

so (25) becomes :

$$\bar{V}_e\cdot\nabla\bar{V}_e=\nabla\left[\frac{\bar{V}_e^2}{2}+\frac{1}{2}(2\bar{\Omega}\wedge\bar{V}_e)\cdot\bar{r}\right]$$

or

$$\bar{V}_e\cdot\nabla\bar{V}_e=-\nabla\left(\frac{\bar{V}_e^2}{2}\right) \tag{26}$$

So, from (9) and (15)

$$\nabla'\left(\frac{p_M'}{\rho}\right)=\nabla'\left(\frac{p'}{\rho}+\Omega-\frac{\bar{V}_e^2}{2}\right) \tag{27}$$

and from (24) and (27) :

$$H'=\frac{p_M'}{\rho}+\frac{\bar{v}'^2}{2} \tag{28}$$

Similar to /1/ :

$$\bar{n}'\cdot\bar{D}'\cdot\bar{v}'\big|_{S_n'}=0 \quad \text{and} \quad \bar{n}'\cdot\bar{v}'\big|_{S_e'}=0$$

so

$$2\mu\int_{\partial v'}\bar{n}'\cdot\bar{D}'\cdot\bar{v}'\,da'=0$$

Also

$$\int_{S_e'}\rho H'\bar{v}'\cdot\bar{n}'\,da'=0$$

So, the energy equation (23) becomes :

$$-\frac{\rho}{2}\int_{S_n'}\bar{v}'\cdot\bar{v}'\bar{v}'\cdot\bar{n}'\,da'-p\int_{S_n'}\frac{p_M'}{\rho}\bar{v}'\cdot\bar{n}'\,da'=\int_{v'}\phi\,dv' \tag{29}$$

The equation of motion (1o) is now :

$$2\bar{\Omega}'\wedge\bar{v}'=-\frac{1}{\rho}\nabla'p_M'+\nu\nabla'^2\bar{v}' \tag{3o}$$

or

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho}\frac{\partial' p_M'}{\partial x_1'} = 2\Omega' v' \\ \frac{1}{\rho}\frac{\partial' p_M'}{\partial x_2'} = \nu \nabla'^2 v' \\ \frac{1}{\rho}\frac{\partial' p_M'}{\partial x_3'} = 0 \end{cases} \tag{31}$$

From (31) results that $\frac{\partial' p_M'}{\partial x_1'} \neq f(x_2')$ and so $\frac{\partial' p_M'}{\partial x_2'} = ct.$

The flow is defined as :

$$Q(S_n') = \int_{S_n'} \bar{v}' \cdot \bar{n}' da' \tag{32}$$

and so

$$\int_{S_n'} \frac{p_M'}{\rho} \bar{v}' \cdot \bar{n}' da' = \frac{Q(S')}{\rho} \frac{\partial' p_M'}{\partial x_2'} L_{12} \tag{33}$$

According to /1/ :

$$\int_{S_n'} \bar{v}' \cdot \bar{v}' \bar{v}' \cdot \bar{n}' da' = \alpha'(S_n') Q(S') \tilde{v}'^2 \tag{34}$$

where $\tilde{v}'$ is the mean velocity.

According to the dynamic similitude, the total viscous dissipation is /1/ :

$$\int_{v'} \phi dv' = \zeta' \rho Q(S') \frac{\tilde{v}'^2}{2} \tag{35}$$

and the friction factor for rotating straight pipe is :

$$\lambda' = \zeta' \frac{2R}{L} \tag{36}$$

So(29) becomes :

$$\left(\frac{\alpha' \tilde{v}'^2}{2}\right)_{S_1'} - \left(\frac{\alpha' \tilde{v}'^2}{2}\right)_{S_2'} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial' p_M'}{\partial x_2'} L_{12} = \lambda' \frac{L_{12}}{2R} \frac{\tilde{v}'^2}{2} \tag{37}$$

or, according to the assumptions :

$$\lambda' = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial' p_M'}{\partial x_2'} \frac{4R}{\tilde{v}'^2} \tag{38}$$

4. Final Remarks

The present model of flow with respect to non-inertial systems represents an useful instrument for the investigation of the hydrodynamical field in turbomachines.

It offers also the possibility to estimate the friction losses in the rotating channels. This general model agrees very well with similar papers and confirms the particular results /2/,/5/.

REFERENCES

1. Popa O., Mecanica fluidelor şi măsuri hidraulice, I.P.T.V. Timişoara,198o.

2. Ito,H. şi K.Nanbu, Flow in Rotating Straight Pipes of Circular Cross Section, Trans.ASME,J.of Basic Eng. Sept.1971

3. Johnston,J.P., R.M.Halleen,D.K.Lezius, Effects of spanwise rotation on the structure of two-dimensional fully developed turbulent channel flow, J.Fluid Mech., vol.56, 3,1972

4. Howard,J.H.G., S.V.Patankar, R.M.Bordynuik, Flow Prediction in Rotating Ducts Using Coriolis-Modified Turbulence Models, ASME. J.of Fluids Eng., vol.1o2, Dec.198o

5. Euteneuer G.A., M.Piesche, Measurements of Pressure Drop in stationary rotating curved pipes with square as well as circular cross-sections. Forschung in Ingenieurwesen, 44,2,1978.

Primită la redacţie la 14.o9.1982

MODEL TEORETIC AL CURGERII IN CONDUCTE DREPTE ROTITOARE

Rezumat

Prezenta lucrare propune un model teoretic pentru curgerea laminară în conducte drepte rotitoare, determinînd forma cea mai generală pentru ecuaţia de mişcare şi presiunea de mişcare raportate la reperul neinerţial şi stabilind expresia coeficientului de pierderi prin frecare în acest caz. Modelul general este în concordanţă cu lucrările de specialitate şi confirmă rezultatele particulare. Pe baza acestui model se poate concepe o metodă teoretică de determinare a pierderilor hidraulice în conducte drepte rotitoare, ca un prim pas important în studiul curgerii în canalele turbomaşinilor.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom MECANICA 1984

DETERMINATION OF DYNAMIC QUALITIES OF TURBO-FLOWMETERS

Bărglăzan M.

1. Introduction

The measuring apparatus, namely the turbo-flowmeter is composed of a hydraulic microturbine as the instrument or sensor, an angular velocity electric transducer and a display. The hydraulic turbine usually with axial blades is a continuous measuring device and the transducer is sometimes provided with an analog-digital converter. The dynamic errors occur almost exclusively in the mechanical part of the apparatus because of the rotor inertia, but the frequency of convertion of the angular velocity into an electrical signal as well as its amplification also play an important part [1].

2. Theory

The structural model of the turbine meter was conceived as a particular situation of the structural scheme of an axial hydraulic turbine. Thus the scheme in Fig.1 results according to [2].

The turbine meter transfer function is deduced from the structural model and has the form :

$$W\left(\frac{x}{q}\right) = \frac{\frac{\partial m_a}{\partial h}}{\left(1 - \frac{\partial q}{\partial h}\right)\cdot\left(T_a p - \frac{\partial m_a}{\partial x} + \frac{\partial m_r}{\partial x}\right) - \frac{\partial m_a}{\partial h}\cdot\frac{\partial q}{\partial x}} \qquad (1)$$

The dimensionless rate of flow variation with the dimensionless speed of revolution $\frac{\partial q}{\partial x}$ may be evaluated from the static characteristic, the dimensionless rate of flow changing with the dimensionless head $\frac{\partial q}{\partial h}$ is experimentally determined, the dimensionless resistant torque modification

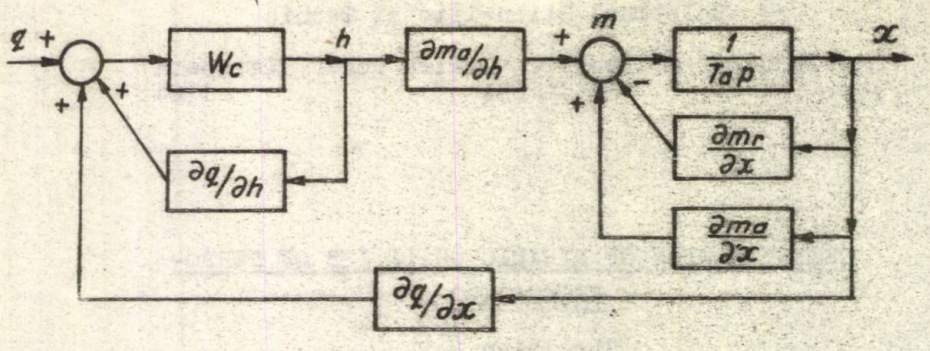


Fig.1 The structural diagram of the turbinemeter

with the dimensionless speed of revolution $\frac{\partial m_r}{\partial x}$ may be calculated from friction and ventilation losses and finally the dimensionless active torque dependence on the dimensionless speed of revolution $\frac{\partial m_a}{\partial x}$ results from the general theory of turbomachinery and similarly for $\frac{\partial m_a}{\partial h}$.

In expression (1) it was considered that the flowmeter pipe has the transfer function $W_c = 1$. The time-constant T_a may be calculated from the geometric dimensions, the kinematic and hydrodynamic parameters and also from the material characteristics of the instrument. For this purpose we may use one of the expressions deduced in /1/.

These expressions are :

$$T_{a\,1} = \frac{J\,(1 + 2\,\frac{\eta}{A})\cos}{N\,\pi\,\rho\,\eta\,v_2\,\sin\alpha_0\,L\,R^2(r_2 - r_1)} \qquad (2)$$

or

$$T_{a\,2} = \frac{L}{Q}\,\frac{S_n}{\Sigma_2}\,(\frac{\rho'\,J_k}{\rho\,J} + \Sigma_1) \qquad (3)$$

The symbols used in (2) and (3) are explained in /1/. The complexity of the theoretical model presented above makes useful the experimental determination of the dynamic qualities of the axial turbine meter.

3. Experimental rig

The experimental rig and the test setup make use of the ideas given in /3/. It is composed of a hydraulic loop, pri-

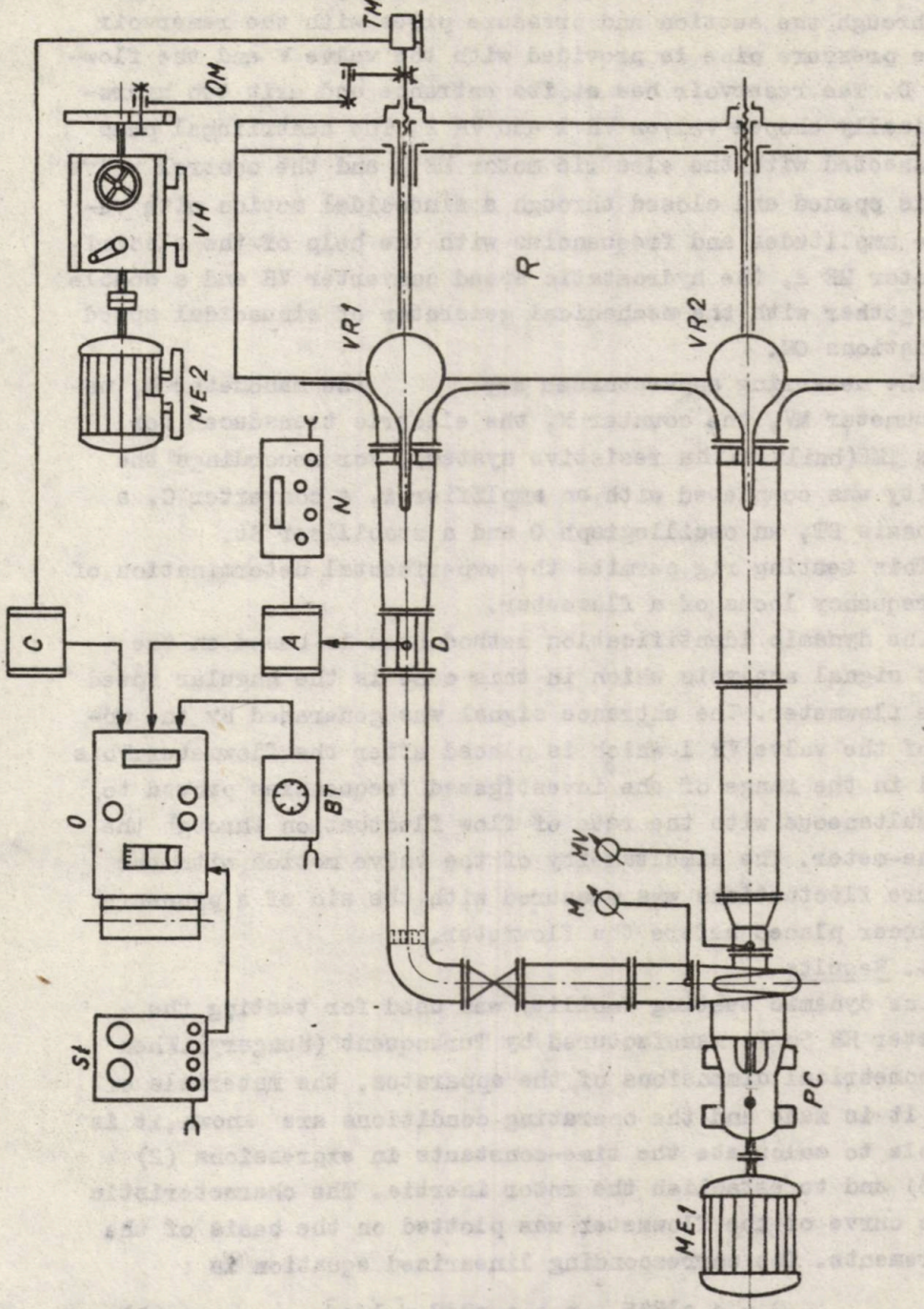


Fig.2 The testing rig for the dynamic investigation of turbine-meters

me movers, measuring and recording apparatus. According to Fig. 2, the hydraulic loop consists of a centrifugal pump PC connected through the suction and pressure pipes with the reservoir R. The pressure pipe is provided with the valve V and the flowmeter D. The reservoir has at its entrance and exit two hydrodynamically choped valves VR 1 and VR 2. The centrifugal pump is connected with the electric motor ME 1 and the control valve VR 1 is ppened and closed through a sinusoidal motion with variable amplitudes and frequencies with the help of the electrical motor ME 2, the hydrostatic speed converter VH and a double cam together with the mechanical generator of sinusoidal speed fluctuations OM.

The measuring apparatusses are the manometer M, manovacuumeter MV, the counter N, the electric transducer for angles TME(built with a resistive system). For recordings the facility was completed with an amplifier A, a converter C, a time basis BT, an oscillograph O and a stabilizer St.

This testing rig permits the experimental determination of the frequency locus of a flowmeter.

The dynamic identification method used is based on the output signal analysis which in this case is the angular speed of the flowmeter. The entrance signal was generated by the motion of the valve VR 1 which is placed after the flowmeter.This signal in the range of the investigated frequencies proved to be simultaneous with the rate of flow fluctuation through the turbine-meter. The simultaneity of the valve motion with the pressure fluctuations was measured with the aid of a pressure transducer placed before the flowmeter.

4. Results

The dynamic testing facility was used for testing the flowmeter HB 5o/7o manufactured by Turboquant (Hungary).When the geometrical dimensions of the apparatus, the materials of which it is made and the operating conditions are known,it is possible to calculate the time-constants in expressions (2) and (3) and to establish the rotor inertia. The characteristic static curve of the flowmeter was plotted on the basis of the measurements. The corresponding linearized equation is :

$$Q = o,o1645 \cdot n + o,o237 \quad [l/s] \qquad (4)$$

where the speed of rotation n is introduced in [imp/s].

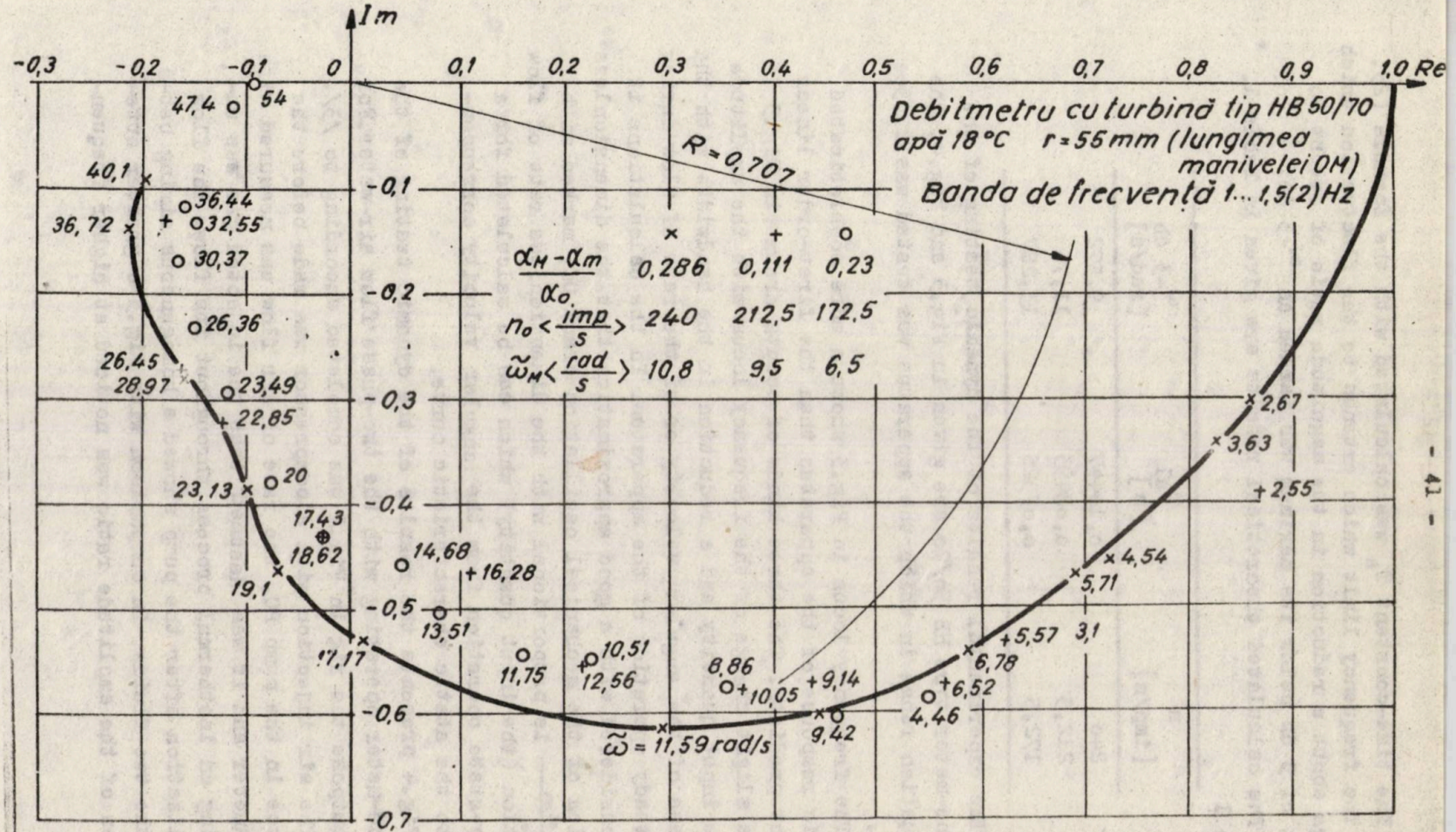


Fig.3 The frequency locus of the turbine meter operating with water

The time-constant T_a was calculated with the formula (2).

The frequency limit which extends to the fluctuation which brings about a reduction in the magnitude ratio of output to input of 3 db below its maximum was marked as $\omega_{-3\ db}$.

The calculated theoretical results are given in Table 1.

Table 1

n [imp/s]	T_{al} [s]	$\omega_{-3\ db}$ [rad/s]
240	0,10447	9,572
212,5	0,08493	11,76
172,5	0,07526	13,287

The experimental results of the dynamic testing of the turbine-meter type HB 50/70 are given in Fig.3 and Fig.4. The fluctuation range in which the apparatus was tested was 2..50 rad/s.

The frequency locus in Fig.3 shows a more sophisticated dynamic respouse of the apparatus than the first-order linear element predicts. The three kinds of points drawn in Fig.3 show a slight change of the frequency locus with the amplitude of the input quantity and a reduction in the bandwidth with the decrease of the angular velocity or of the rate of flow during the steady operation of the apparatus. In the calculations it was considered with a good approximation that the dimensionless position of the mechanical oscillation crank OM, marked with $\frac{\alpha_M - \alpha_m}{\alpha_o}$ is proportional with the dimensionless rate of flow variation (the input quantity) which can be calculated for a steady-state operation from the angular velocity corresponding to the static characteristic curve.

Fig.4 presents the results of the dynamic testing of the turbine-meter operating with the two-phase flow air-water. For this purpose the rig in Fig.2 was completed according to /3/.

The air injection with a compressor was made before the entrance in the pump PC, the rate of air flow was measured with a rotameter and it was assumed that the injected gas was undergoing an izothermal process throughout its flow. The flow visualization after the pump showed a homogeneous mixing between the two fluids. In comparison with Fig.3 a greater attenuation of the amplitude ratio was noticed at higher frequen-

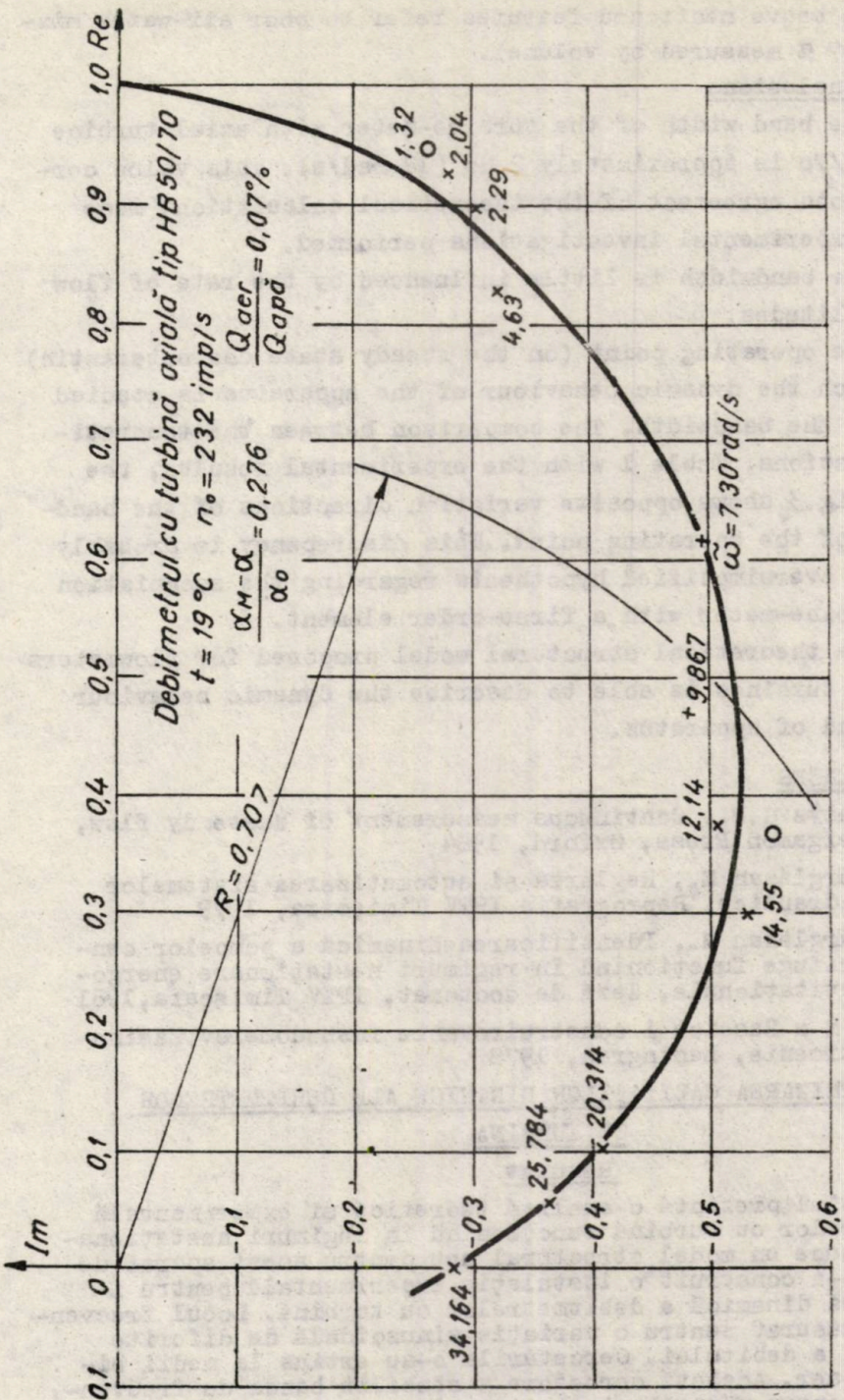


Fig.4. The frequency locus of the turbine-meter operating in two-phase flows (air-water)

cies without an important change in the frequency limit. Of course the above mentioned features refer to poor air-water mixtures (o,o7 % measured by volume).

5, Conclusions

1. The band width of the turbine-meter with axial turbine type HB 5o/7o is approximately 2 Hz (12 rad/s). This value certifies a good agreement of the theoretical calculations made with the experimental investigations performed.

2. The bandwidth is little influenced by the rate of flow change amplitudes.

3. The operating point (on the steady state characteristic) around which the dynamic behaviour of the apparatus is studied influences the bandwidth. The comparison between the theoretical calculations, Table 1 with the experimental results, the table in Fig.3 shows opposite variation directions of the bandwidth and of the operating point. This discrepancy is probably due to the oversimplified hypothesis regarding the association of the turbine-meter with a first-order element.

4. The theoretical structural model proposed for flowmeters with axial turbines is able to describe the dynamic behaviour of this kind of apparatus.

REFERENCES

1 . Katys G.P., Continuous measurement of unsteady flow, Pergamon Press, Oxford, 1964

2 . Bărglăzan M., Reglarea şi automatizarea sistemelor hidraulice, Reprografia IPTV Timişoara, 1979

3 . Bărglăzan M., Identificarea dinamică a pompelor centrifuge funcţionînd în regimuri nestaţionare energo-cavitaţionale, Teză de doctorat, IPTV Timişoara, 1981

4 . x x x Rasciot i construirovanie rashodomerov, Maşinostroenie, Leningrad, 1978

DETERMINAREA CALITĂŢILOR DINAMICE ALE DEBITMETRELOR CU TURBINA

Rezumat

Articolul prezintă o analiză teoretică şi experimentală a debitmetrelor cu turbină funcţionînd în regimuri nestaţionare. Se propune un model structural nou pentru acest aparat de măsurare. S-a construit o instalaţie experimentală pentru identificarea dinamică a debitmetrelor cu turbină. Locul frecvenţelor s-a măsurat pentru o variaţie sinusoidală de diferite amplitudini a debitului. Cercetările s-au extins la medii bifazice apă-aer. Această cercetare a stabilit banda de frecvenţe, utilă pentru măsurători continue în regim nestaţionar a debitelor, pentru debitmetru cu turbină axială de tipul HB 5o/7o.

Buletin Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului Politehnic "Traian Vuia"Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

UBER DIE MOGLICHKEIT DES STUDIUMS DER BEWEGUNG EINES KOMPRESSIBLEN GASES MIT HILFE DER P-ANALYTISCHEN FUNKTIONEN

Kovacs Adalbert[x)]

1. Einleitung

Der Begriff p-analytische und (p,q)-analytische Funktionen ist in den Arbeiten des G.M. Polojii eingeführt und studiert, der in der Monographie [3] zeigt, dass diese Klasse von Funktionen zwei eigene Fälle aus der Menge der allgemeinen analytischen Funktionen ist. Diese speziellen komplexen Funktionen können in der Theorie der Filtrierung nichthomogener Mediem angewendet werden, bei der Lösung verschiedener Probleme der planen und axial- symmetrischen Stanzen. Diese Arbeit bringt eine neue Möglichkeit der Anwendung der p-analytischen Funktionen und zwar im Studium der Unterschallbewegung des idealen Gases in axial-symetrischen Strömungsflächen mit variabler Schichtdicke.

Die Bewegung ist durch das folgende quasilineare System mit partiellen Ableitungen erster Ordnung definiert [1] , [2] :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{1}{p^*} \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad , \quad \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{1}{p^*} \frac{\partial \psi}{\partial x} \qquad (1)$$

$$p^* \cdot h \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \qquad (2)$$

woh eine Funktion ist, die Variation der Schichtdicke des Gases charakterisiert ; ρ und ρ_0 stellen die Dichte des Gases dar, in jedwelchen Punkt und beziehungsweise im Punkte mit Nullergeschwindigkeit ; φ - Geschwindigkeitspotential; ψ -Stromfunktion.

---

x) Institutul de subingineri Reşiţa
Piaţa Lenin nr. 1
1700 Reşiţa- România

Wenn in System(1) der Parameter $p^* = p^*(x, y, \varphi, \psi) > 0$, dann ist die Lösung des Systems F(z) und wird p-analytische Funktion genannt [3], $\left(F(z) = \varphi(x, y) + i\psi(x, y)\right)$

2. Zwei Sätze zum Lösen der Aufgabe

1. Definition : Der Operator p-Ableitung der Funktion $F(z) = \varphi + i\psi$ wird komplexer Ausdruck genannt [3] :

$$\frac{d_p F(z)}{dz} = p(\varphi_x - i\varphi_y) = i(\psi_x - i\psi_y) \qquad (3)$$

2. Definition : Die Funktion einer komplexen Variablen W(z) wird allgemeine analytische Funktion der vierten Klasse genannt, in einem Bereich D_z mit komplexen Parametern A(z) und B(z), wenn diese Funktion im Bereich D_z definiert ist, so nimmt sie stetige partielle Ableitungen nach x,y an und ist die Lösung der Gleichung [3]

$$W_{\bar{z}} = A w + B \bar{w} \qquad (4)$$

Wir werden noch einen Lehrsatz aus [3] nennen :

1. Lehrsatz : Die p- Ableitung einer p-analytischen Funktion $F(z) = \varphi + i\psi$ ist eine allgemeine analytische Funktion vierter Klasse mit den Parametern

$$A = \frac{1}{2p}\frac{\partial p}{\partial \bar{z}}, \qquad B = -\frac{1}{2p}\frac{\partial p}{\partial z} \qquad (5)$$

Mit diesen Präzisierungen kommen wir auf das Studium der Bewegung eines kompressiblen Gases zurück, definiert durch das System (1). Ins Studium dieses Problems führen wir den Begriff komplexe allgemeine Geschwindigkeit ein :

$$\overline{W}(z) = V_x(x, y) - iV_y(x, y) \qquad (6)$$

Die Lösung des Systems (1) $F(z) = \varphi + i\psi$ wird komplexes allgemeines Potential genannt. Die Benennungen können durch den mathematischen Vergleich zwischen $\overline{W}(z)$ und F(z) mit denen im Falle der planen Bewegung des inkompressiblen Gases zwischen komplexer Geschwindigkeit und komplexes Potential rechtfertigt werden. Wirklich wird die Definition des Operators - p- Ableitung unter Form (3) angewendet, so wird geschrieben :

$$\frac{d_p F(z)}{dz} = p^*\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} - i\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right) = p^*(V_x - iV_y) = p^* \cdot \overline{W}(z) \qquad (7)$$

also ist p^*-die Ableitung des komplexen Potentials die komplexe allgemeine Geschwindigkeit.

2. Lehrsatz: Wenn die Unterschallbewegung des kompressiblen Gases in axial-symetrischen Strömungsflächen mit veränderlicher Schichtdicke dauerd nicht umdrehend ist, dann wird die Komplexe allgemeine

Geschwindigkeit eine allgemeine Funktion vierter Klasse im Bereich D_z sein, mit den Parametern :

$$A = -\frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{d\bar{z}}, \qquad B = -\frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{dz} \tag{8}$$

Beweis : Es wurde gezeigt, dass das komplexe allgemeine Potential F(z) die Lösung des Systems (1) eine p-analytische Funktion ist im Bereich der Bewegung D_z und die Beziehung (7) bestätigt. Laut (5) und (4) für die Funktion $H = \frac{dpF}{dz}$ wird geschrieben :

$$\frac{dH}{d\bar{z}} = \frac{1}{2p^*}\cdot\frac{dp^*}{d\bar{z}}\cdot H - \frac{1}{2p^*}\cdot\frac{dp^*}{dz}\cdot\overline{H} \tag{9}$$

Wird (7) in (9) eingesetzt, so erhält man:

$$\frac{d}{d\bar{z}}(p^*\cdot\overline{w}) = \frac{1}{2}\cdot\frac{dp^*}{d\bar{z}}\cdot\overline{w} - \frac{1}{2}\frac{dp^*}{dz}w \tag{1o}$$

aber

$$\frac{d}{dz}(p^*\cdot\overline{w}) = p^*\frac{d\overline{w}}{d\bar{z}} + \overline{w}\frac{dp^*}{d\bar{z}} \tag{11}$$

Aus(1o) und (11) erhält man:

$$\frac{d\overline{w}}{d\bar{z}} = -\frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{d\bar{z}}\overline{w} - \frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{dz}w \tag{12}$$

die Behauptung aus dem Lehrsatz berveist.

Die Gleichung (12) kann man auch als komplexe Form des Systems der Gleichung der Bewegung betrachtem (1).

3. Lehrsatz : Wenn die Unterschallbewegung des kompressiblen Gases in axial-symmetrischen Strömungsflächen mit variabler Schichtdicke dauernd nicht umdrehend ist, dann bestätigt die komplexe allgemeine Geschwindigkeit W(z) im Bereich der Bewegung D_z die Gleichung :

$$\frac{\partial\overline{w}}{\partial\bar{z}} = -v_x\frac{\partial\ln\rho}{\partial x} - v_y\frac{\partial\ln(\rho h)}{\partial y}, \qquad \overline{w} = v_x - iv_y \tag{13}$$

Beweis: Für die Bewegung die im Lehrsatz formuliert wurde, verifiziert die komplexe allgemeine Geschwindigkeit die Gleichung (12).

Den Ausdruck des p^* aus (2) beachtend, berechnet man den rechten Teil der Gleichung (12). Wenn man beachtet, dass $x = \frac{1}{2}(z+\bar{z})$, $y = \frac{1}{2i}(z-\bar{z})$ erhält man: $\frac{\partial x}{\partial\bar{z}} = \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{2}$; $\frac{\partial y}{\partial\bar{z}} = -\frac{1}{2i}$; $\frac{\partial y}{\partial z} = \frac{1}{2i}$ (14)

(14) beachtend erhält man den Wert der Parameter A und B aus (8) :

$$A = -\frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{d\bar{z}} = -\frac{1}{2p^*}\left[\frac{\partial p^*}{\partial x}\frac{\partial x}{\partial\bar{z}} + \frac{\partial p^*}{\partial y}\frac{\partial y}{\partial\bar{z}}\right] = -\frac{1}{4p^*}\left[\frac{\partial p^*}{\partial x} - i\frac{\partial p^*}{\partial y}\right]$$

$$B = -\frac{1}{2p^*}\frac{\partial p^*}{\partial z} = -\frac{1}{2p^*}\left[\frac{\partial p^*}{\partial x}\cdot\frac{\partial x}{\partial z} + \frac{\partial p^*}{\partial y}\frac{\partial y}{\partial z}\right] = -\frac{1}{4p^*}\left[\frac{\partial p^*}{\partial x} + \frac{1}{i}\frac{\partial p^*}{\partial y}\right]$$

Also wird der rechte Teil der Gleichung (12) noch folgendermassen geschrieben : $-\frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{d\bar{z}}\overline{w} - \frac{1}{2p^*}\frac{dp^*}{dz}w = -\frac{1}{2p^*}\frac{\partial p^*}{\partial x}v_x - \frac{1}{2p^*}\frac{\partial p^*}{\partial y}v_y =$

$\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{\rho}\frac{\partial\rho}{\partial x}v_x - \frac{1}{2}\frac{1}{\rho h}\frac{\partial(\rho h)}{\partial y}v_y = -v_x\frac{\partial\ln\rho}{\partial x} - v_y\cdot\frac{\partial\ln(\rho h)}{\partial y}$

wo man beachtet hat, dass $p^* = h\cdot\frac{\rho}{\rho_0}$ und $h = h(y)$, [2].

Wenn ρ = konstant ist und h= konstant ist, dann ergibt sich aus (13) $\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} = 0$, Was auch auf dieser Weise eine gut bekannte Tasache beweist, und zwar dass für ein nichtkompressibles Gas und für h = konstant die komplexe Geschwindigkeit eine analytische Funktion ist. Wenn ρ = konstant ist und h variabel, dann ergibt sich aus (13) das was G.V. Viktorov für die Bewegung des idealen Gases in axialsymmetrischen Strömungsflächen mit variabler Schichtdicke erhalten hat :

$$\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} = v_y \frac{\partial \ln h}{\partial y} \qquad (15)$$

Aus Beziehung (13) erhält man den Ausdruck der areolaren Ableitung im Sinne des D. Pompeiu (1912) der komplexen allgemeinen Geschwindigkeit im Bereich D_z.

Benützt man das Ergebnis des 3. Lehrsatzes, also, den Ausdruck (13) so kann man die komplexe allgemeine Geschwindigkeit $\bar{W}(z)$ in jedwelchen Punkt des Bereichs der Bewegung D_z mit Integralform definieren.

Wenn die komplexe Geschwindigkeit $\bar{W}(z)$ aus der Klasse C^1 stammt, aus einem Bereich ohne Wirbel, begrenzt von der Kurve C, dann wird diese komplexe Funktion mit Intergralform durch die Integrationsformel des D. Pompeiu ersetzt [3] , [4] .

$$\bar{W}(z) = \frac{1}{2\pi i}\int_C \frac{\bar{w}(\zeta)d\zeta}{\zeta - z} - \frac{1}{\pi}\iint_D \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{\zeta}} \cdot \frac{d\xi d\eta}{\zeta - z} \qquad (16)$$

woz D_z ein fixer Punkt, $\zeta = \xi + i\eta \in D_z$ ein kontinuierlicher Punkt ist und die areolare Ableitung $\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{\zeta}}$ durch die Beziehung(13) definieret werden kann.

BIBLIOGRAPHIE

1. Caius Iacob -Introduction mathématique ála mécanique des fluides, Edit.Acad.R.P.R. G.Villass,Bucureşti- Paris, 1959.

2. Kovacs A . -Mişcări în jurul reţelelor de profile şi aplicaţii la maşini hidraulice,Teză de doctorat,Univ.Buc.1982.

3. Polojii G.N.-Teoria i primenenie p-analiticeskih i (p,q)-analiticeskih funckţii, Nauka Dunka, Kiev, 1973.

4. Popa O. - Mişcări potenţiale şi teoria hidrodinamicii reţelelor de profile,Edit.I.P.T.V.Timişoara , 1980.

5. Viktorov G.V.-Gidrodinamiceskaia teoria reşetok, Vîsşaia şkola, Moskva, 1969.

Primită la redacţie la 23.02.1983.

ASUPRA POSIBILITATII STUDIERII MISCARII FLUIDULUI COMPRESIBIL PRIN FUNCTII P- ANALITICE

Rezumat

Cu ajutorul noţiunilor matematice din teoria funcţiilor p-analitice se deduc diferite ecuaţii pentru viteza complexă generalizată a mişcării gazului ideal pe suprafeţe de curenţi axial-seimetrice în strat de grosime variabilă. Se formulează şi se demonstrează două teoreme noi pentru viteza complexă generalizată.

Bulletin Scientifique et Technique
de l'Institut Polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara
Tom 29 (43) Mécanique 1984

ASPECTS TECHNOLOGIQUES DANS L'USINAGE DE CERTAINS MATERIAUX LIGNEUX AU LASER

Auteurs: A.Nanu, I.David, I.David

Le développement des lasers à CO_2 en onde continuelle a permis que leurs applications évoluent (augmentent), le travail des matériaux ligneux en étant une de celles-ci.

Les études préliminaires [2] démontrent la possibilité de couper le bois au laser, les avantages étant l'étroitess de la coupure, la protection de l'outil contre l'usure, la possibilité de travailler des modéles complexes, faibles bruits, l'automatisation des processus technologiques, etc.

Le principe de la méthode consiste dans la focalisation du faisceau laser sur l'échantillon en mouvement en detenant ainsi des densités de grandes puissances, de l'ordre de 10^6 W/cm^2, ce qui conduit à la destruction du matérial au point d'impact et l'envoie d'un jet de gaz coaxial au faisceau laser, méthode connue sous le nom de travail laser-gaz.

Cette étude se propose de déterminer les conditions où le laser á CO_2 type monomode de 100 W de production roumaine peut être utilisé à la mise en pièces des matériaux ligneux.

1. Considerations générales

Du point de vue de l'optique physique, le faisceau de rayons laser peut être focalisé théoriquement à l'aide d'une lentille sans abérations au spot limite de difraction, puisqu'en principe c'est un faisceau de rayons plans-parallèles de lumière cohérente.

Pour déterminer la tache focale "d" (fig.1), alors que le diamètre du faisceau laser non-focalisé est de valeur 2 R on utilise la rélation [1]:

$$d = \frac{2\lambda f}{\pi R}$$

où f représente la distance focale de la lentille et λ la longueur

d'onde du rayonnement.

Pour le laser à CO_2 monomode à λ = 1o,6 µm, f = 37 mm et R = 9 mm, on obtient: d= 55 µm.

Ou en utilisant la relation[1] f.Θ, on obtient: d= 74 µm, Θ étant la divergence prescrite pour ce type de laser, à savoir Θ= 2,1o^{-3} radians.

Cette valeur de la largeur de la coupure peut être atteinte seulement pour les matériaux minces du fait que la longeur de foyer "b" (fig.1) est réduite dans le cas des lentilles à focale courte. Comme l'épaisseur des matériaux soumis aux expérimentations est plus grande que "b", on obtiendra des largeurs de la coupure plus grandes.

Autres élèments qui influencent la précision de travail dans la coupure laser-gaz sont: la distribution de l'énergie en faisceau et l'ajoutage pour l'entraînement du gaz auxiliaire en utilisant pour les expérimentations desajoutagesde type couvergent-divergent.

2. Appareillage expérimental

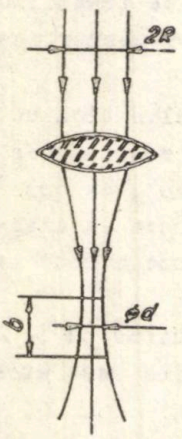


Fig.1. La focalisation du royonement laser.

Les expérimentations ont été effectuées au lasser à CO_2 fermé de loo W en onde continuelle à fonctionnement monomode, la longueur d'onde du rayonnement étant en infrarouge (λ= 1o,6 µm) et la puissance réglable dans l'intervalle de 35 à loo W, fabriqué par IFTAR de Bucarest.

On a attaché au laser: un radiomètre, un dispositif de déviation et de focalisation à lentille en germanium du type ménisque concave-convexe ayant la distance focale de 37 mm, un pointeau pour l'entraînement du gaz et une table qui effectue un mouvement de rotation à vitesse variable (fig.2).

Cette installation laser se prête à l'intégration dans les flux technologique d'usinage, montages de laboratoires, etc.,la durée de fonctionnement minimale étant de looo heures.

3. Résultats expérimentaux

3.1. L'usinage des placages en feuillets.

On a effectué des essais de coupage sur trois essences de placage en feuillets:hêtre,cerisier et chêne à l'aide de l'installation présentée ci-dessus.

La distance entre le pointeau d'entraînement du gaz et l'échantillon soumis au coupage a été maintenue aproximativement constante à

la valeur de o,8 mm, qu'on considère comme position du foyer.

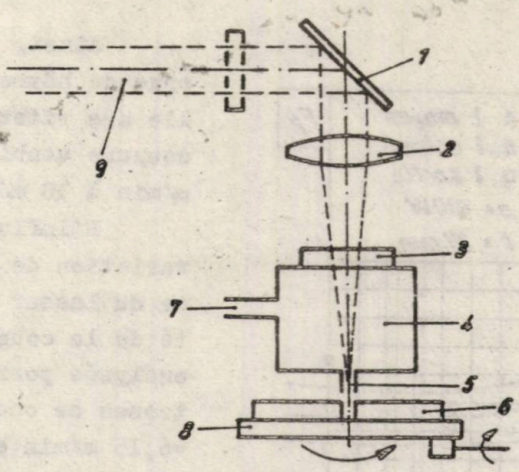


Fig.2. Schéma de principe de l'installation d'usinage au laser: 1- miroir plan à 45°;2= lentille de focalisation;3 - plaque transparente; 4,5- pointeau pour l'entraînement du gaz; 6- pièce à travailler; 7- admission du gaz sous pression; 8-table à vitesse de rotation variable;9-faisceau laser.

On a utilisé comme gaz auxiliaires l'air comprimé et l'azote à des valeurs de pression dans l'intervalle de 2 à 3 atmosphères, indiqué comme optimal dans la littérature de spécialité [2].

Les mesurages ainsi que l'étude de la qualité de la coupure rélève que la nature du gaz auxilaire n'influence ni la qualité de la coupure ni les parametrès du régime de coupage, de ce fait on utilise par la suite rien que l'air comprimé.

On a apprécié la qualité d'usinage par la largeur de la coupure et l'ampleur de la zone coloriée (thermiquement afecttée).La coloration de cette zone presente des nuances diférentes à partir du marron clair au noir, coloration dépendant en grande mesure des paramètres du régime de coupage (la puissance du laser, la vitesse de coupage, la pression de gaz auxiliaire).

3.1.1. Travail des placages en feuillets à une seule couche.

On a analysé la manière dans laquelle la largeur de la coupure varie en raison du changement de la vitesse de déplacement de l'échantillon dans le faisceau (fig. 3) pour le laser d'une puissance de 100 W.

Pour la position envisagée du foyer on obtient des largeurs de la coupure plus grandes dans la zone d'entrée du faisceau qu'à la sortie de celui-ci de l'échantillon.

On constate une diminution graduelle de la largeur de la cou-

pure au fur et à mesure que la vitesse de coupage augmente, jusqu'à une certaine valeur d'où l'augmentation de la vitesse n'influence plus la largeur de la coupure, ce qui fait que le coupage devienne ensuite intermittent.

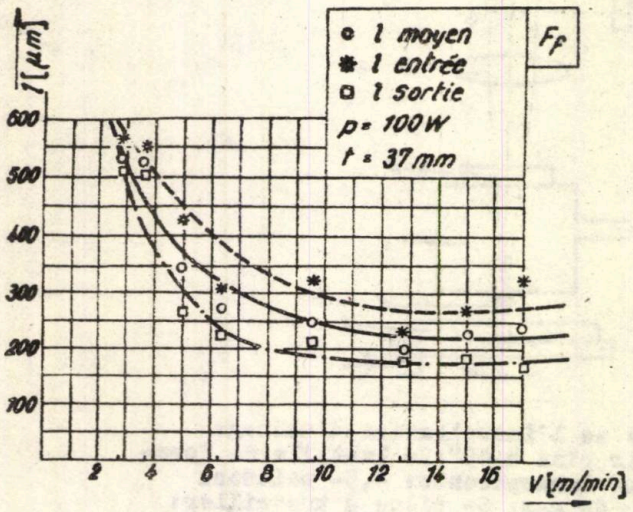


Fig.3. La variation de la largeur de la coupure dans le placage de hêtre en raison de la vitesse de l'échantillon.

Ainsi, pour le placage de hêtre l'intervalle des vitesses pour une coupure stable est de 10 m/min à 18 m/min.

L'influence de la variation de la puissance du lasser sur la qualité de la coupure a été analysée pour deux vitesses de coupage: v_1 = =6,15 m/min et v_2= =11,54 m/min (fig.4)

On peut remarquer que la largeur de la coupure varie d'une manière linéaire à la variation de la puissance du lasser. Pour la vitesse de 6,15 m/min le seuil de puissance d'où le coupage devient continuel pour le placage de cerisier à une seul couche est d'environs 35 W (première ligne verticale pointillée à gauche sur la fig.4).

Conformément au diagramme, la réalisation d'une coupure de finesse et consommation minimale d'énergie à cette vitesse s'effectue à l'aide de puissances qui se situent aux environs de 4o W. Pour le même placage à la vitesse de 11,54 m/min, donc presque le double rapport à V_1, on detient une coupure continuelle de finesse maximale pour des puissances d'environ 5o W (deuxième ligne verticale interrompue à gauche sur la fig.4).

Sur la fig. 5, on présente la variation en largeur de la zone coloriée pour V_1=6,15 m/min en meme temps que la variation en puissance du laser.

On constate qu'il y a un point de travail A situé à une puissance du laser de 55 W où la zone coloriée à l'entrée et à la sortie du faisceau a la même valeur.

On peut donc considérer qu'à des vitesses de travail voisines à V_1 il est nécessaire d'utiliser un laser d'environ 5oW pour obtenir d'un côté une finesse maximale de la coupure et de l'autre une zone coloriée minimale; pour des vitesse de travail plus grandes il est né -

cessaire d'augmenter la puissance.

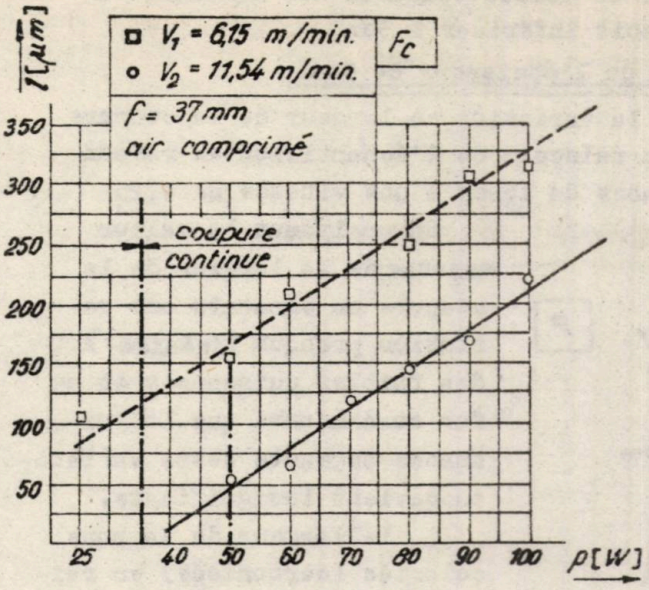


Fig.4. Variation en largeur de la coupure au placage de cerisier en raison de la puissance du laser.

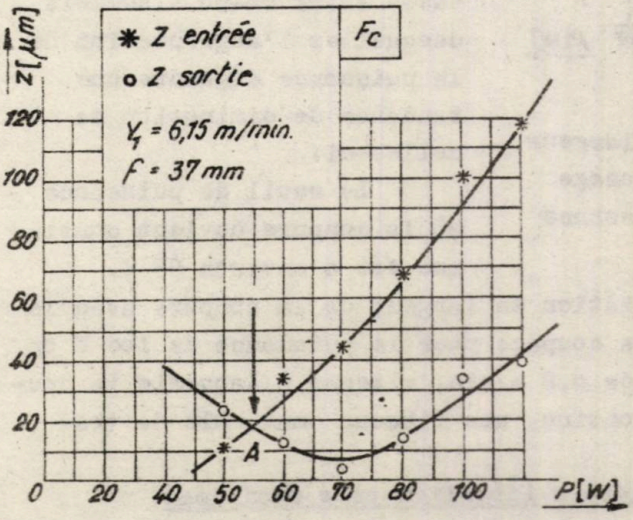


Fig.5. Zone coloriée (thérmiquement affectée) au placage de cerisier.

3.1.2. Le travail des paquets de placages en feuillets.

Si au travail d'une seule feuille de placage l'essence de celui-ci n'engendrait pas de grands désacords entre les valeurs de la largeur de la coupure et la zone coloriée, au travail des paquets on peut constater une différence évidente de la qualité de la coupure alors que dans l structure du paquet entrent des essences diffèrentes, surtout du chêne, ce qui correspond aux résultats présentés dans la littératu de spécialité. [2]

Pour la puissance du laser de 100 W aux paquets de hêtre-cerisier (14 feuilles) à des vitesses ayant la valeur au-dessous à 0,4m/min on réalise une co pure complète, mais les bo de la coupure restent noircis, en remarquant aussi de phénomènes d'enfumage sur surface frontale de placag du paquet, phénomènes dus fait que le dégagement des produits de combustion s'e ffectue plus difficilement et en même temps le compac tage déficitaire des feuil du paquet laisse des espace intermédiaires où se répen dent les produits de combustion entraînés par le gaz sous pression.

La valeur de la distance focale de la lentille de focalisation dans le travail des placages en paquets est d'une importance parti-

culière étant recomandé pour de telles coupures des lentilles à f = 25omm dont le diamètre soit inférieur à 3omm.

4. L'usinage du placage de l'épaisseur de 5 mm

Sur la fig.6 ou présent la variation en largeur de la coupure à l'entrée et à la sortie du faisceau de l'échantillon en raison de la variation de la puissance du laser à une vitesse de o,25 mm/min.

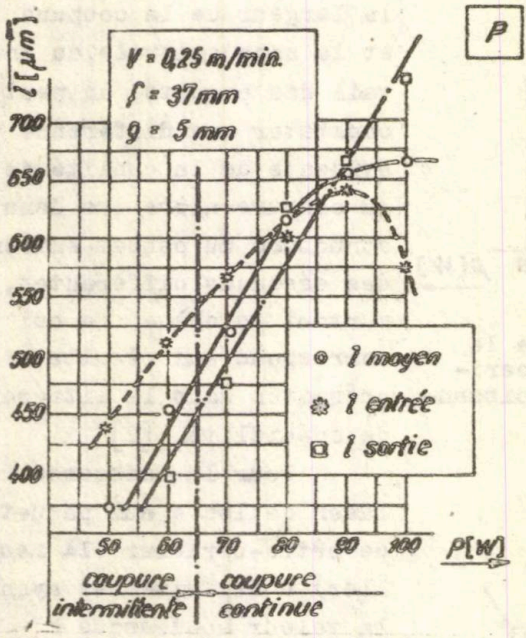


Fig.6 La variation de la largeur de la coupure au placage au raison de la puissance du laser.

En analysant la valeur moyenne de la largeur de la coupure on constate une variation presque linéaire à des faibles puissances et au fur et à mesure que la puissance augmente cette variation devient insignifiante.

La largeur de la zone coloriée (carbonisée) en raison de la puisaance du laser est présentée sur la fig.7.

Les valeurs de la zone carbonisée atteignent leur maximum à des puissances situées entre 8o-9o W, au-delà desquelles l'augmentation de la puissance engendre une tendance de diminution de celles-ci.

Le seuil de puissance où la coupure devient continue est d'environ 65 W.

En ce qui concerne la variation en largeur de la coupure avec la variation de la vitesse de coupage pour la puissance de 1oo W on a obtenu pour la vitesse de o,8 m/min, vitesse à laquelle la coupure a encore un aspect continu, une finesse maximale de travail.

5. L'usinage des plaques fibroligneuses émaillées

Au coupage des plaques fibroligneuses de 5 mm à émail blanc appliqué à une seule face on a obtenu de meilleurs résultats autant sous l'aspect de la productivité qu'à celui de la qualité de la coupure alors que l'échantillon se trouvait la face émaillée vers la lentille, une explication étant la discontinuité accentuée de l'autre face.

Sur la fig.8 on présente les courbes de variation en lar-

geur de la coupure en raison de la variation en puissance du laser.

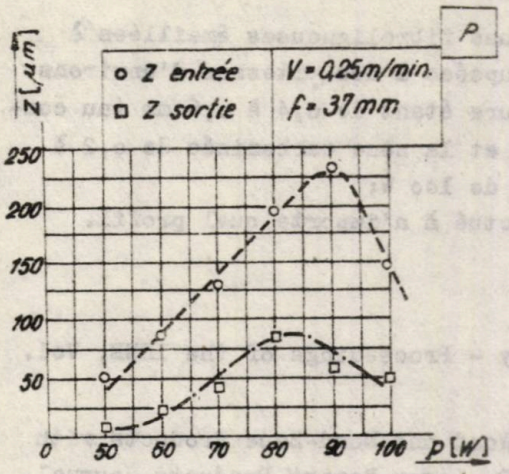


Fig.7 La variation de la zone coloriée (carbonisée) au placage en raison de la puissances du laser.

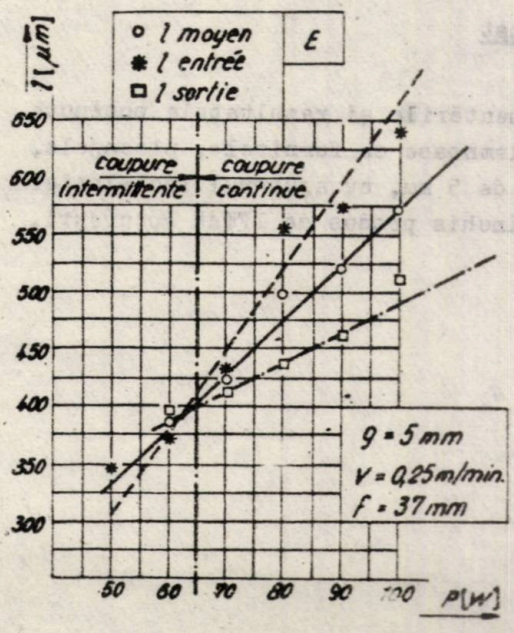


Fig.8 La variation en largeur de la coupure dans les plaques fibroligneuses emaillées, en raison de la puissances du laser.

Comme dans le cas du placage de même paiseur, le coupage acquiert un caractère continu à des puissances dépassant 65 W. En utilisant la puissance d'un laser de 100 W on obtien des coupures continues jusqu 'à la vitesse de 0,7 m/min, valeur au-delà de laquelle l'échantillon est coupé à intermittences.

La coupure présente aux bords une zone carbonisée, zone qu'on peut limiter comme étendue en utilisant des vitesses se trouvant à la limite maximale de pénétration complète.

Conclusions

- le coupage des placages en feuillets à une seule couche peut s'effectuer en bonnes conditions à des vitesses allant jusqu'à 11,5m/min au laser d'une puissances de 50-55 W, ayant la largeur de la coupure de 0,1 à 0,3 mm et la zone thermiquement coloriée d'environ 0,3 mm; à une puissance de 100 W la vitesse atteint 18m/min;

- le travail des placages en feuillets est plus difficile, la vitesse étant de 0,4m/min;

- dans le travail à

la main la vitesse est d'environ quatre fois inférieur, la largeur de la coupure deux fois supérieure et un emploi accru de lames de scie a placage;

- les placages et les plaques fibroligneuses émaillées à 5 mm d'epaisseur peuvent être coupeées à des vitesses d'environs o,7 m/min, la largeur de la coupure étant de o,4 à o,6 mm (au coupage conventionel étant de 3 mm) et la zone carbonisée de o,2 à o,3 mm, au laser d'une puissance de loo W;

-le coupage peut être effectué à n'importe quel profil.

BIBLIOGRAFIE

1 x x x - Lasers in Industry - Proceedings of the IEEE, Vol. 57, nr.2 1969.

2 Peters C., Banas C. - Cutting Wood and Wood-Base Products with a Multikilowatt CO_2 Laser-Forest Products Journal, vol.27, nr.11, No. 1977.

ASPECTE TEHNOLOGICE LA PRELUCRAREA CU LASER A UNOR MATERIALE LEMNOASE

Rezumat

Lucrarea prezintă experimentările şi rezultatele obţinute la prelucrarea unor materiale lemnoase ca furnirele, placajele, plăcile fibrolemnoase emailate de 5 mm, cu ajutorul instalaţiei laser cu CO_2 de loo W monomod închis produs de IFTAR Bucureşti.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

APLICAREA RATIONALA A PROCEDEELOR DE PRELUCRARE PRIN EROZIUNE ELECTRICA

Popa H. şi Achimescu N.

1. Introducere

In ultimele două decenii perfecţionarea utilajelor, echipamentelor, electrozilor şi tehnologiilor de prelucrare electroerozivă au asigurat creşterea deosebită a performanţelor procedeelor de prelucrare cu electrod masiv şi cu electrod filiform [1,2]. Aceste performanţe permit ca la prelucrarea diverselor suprafeţe electroconductoare prelucrarea prin eroziune electrică să concureze procedeele de prelucrare prin aşchiere, deformare plastică la rece, tăiere cu tăişuri asociate, galvanoplastie, celelalte procedee de prelucrare erozivă.

In practica industrială, dacă procedeele tehnologice de prelucrare ce se compară asigură realizarea condiţiilor tehnice de calitate impuse, selecţia procedeului optim pentru o aplicaţie dată se face în final după unul sau mai multe criterii economice: costuri tehnologice sau de secţii, durate de recuperare a investiţiilor suplimentare, economii la cheltuieli recalculate etc. [3]. Această selecţie tehnico-economică este însă laborioasă, presupunînd în prealabil proiectarea proceselor tehnologice de fabricare şi control, prognoza cît mai exactă a costurilor pentru utilajele şi echipamentele tehnologice speciale necesare, efectuarea a numeroase calcule pentru fiecare procedeu de prelucrare comparat.

Iată de ce, pentru orice metodă de prelucrare, prezintă o deosebită importanţă preselecţia rapidă bine fundamentată tehnic, a procedeelor, atît între ele cît şi faţă de procedeele altor metode de prelucrare.

2. Procedee de prelucrare prin eroziune electrică şi criteriile de preselecţie a aplicării lor.

Procedeele de prelucrare electroerozivă permit [1,2,4] realizarea a cca.100 variante de operaţii distincte din punct de vedere cinematic, fiind singurele care pot realiza toate metodele posibile de generare a suprafeţei la piesă (copierea formei, rularea, integrarea urmei, tangenţă). In funcţie de cinematica generării suprafeţei la piesă, se pot utiliza electrozi de transfer de formă profilată (-masiv EM; -plat EP; -tubular ET) sau filiformi (EF). In cazul utilajelor actuale de prelucrare electroerozivă electrozii pot fi mişcaţi în cele mai diverse moduri (tabelul 1). Acţionările pentru aceste mişcări pot fi încorporate în construcţia utilajului [1,6,7] sau, la maşini de prelucrare cu o singură mişcare de avans automat liniar (AO), pot fi realizate prin echiparea cu capete de lucru universale [4] şi mese rotative.

Tabelul 1

Tip mişcare	Varietate		Simbol
mişcare de avans automat	liniară	unidirecţională	A
		bidirecţională	B
		tridirecţională	C
	circulară		D
mişcări relative pentru generarea suprafeţei, independente de mişcările de avans automat	fără mişcare		0
	rotire în jurul axei proprii		1
	translaţie circulară ($r \leq 2$ mm)		2
	translaţie spirală ($0 < r \leq 10$ mm)		3
	rotire orbitală cu axe paralele		4
	rotire orbitală cu axe înclinate		5
	translaţie liniară unidirecţională		6
	translaţie liniară bidirecţională		7
	cu comandă program		8

Mulţimea procedeelor de prelucrare prin eroziune electrică poate fi divizată în mai multe categorii:

a) procedee de prelucrare cu copierea formei sau profilului

electrodului: copiere simplă (A0, B0, C0), copiere rotativă (A1, B1, C1), copiere circulară (A2, A3, A4, A5, A15, A24, A25, D0);

b) procedee de prelucrare prin rulare: rulare pe direcţie tangenţială (A1, D6), rulare pe direcţie radial-tangenţială (A61);

c) procedee de prelucrare cu electrod filiform, prin integrarea urmei (A6, B68, B658) sau prin integrarea urmei şi tangenţă (B6558);

Pe baza informaţiilor acumulate pînă în prezent [1,2,8,9] pot fi luate drept criterii de preselecţie a aplicării procedeelor de prelucrare electroerozivă următoarele caracteristici ale obiectului de prelucrat OP şi ale piesei P: tipul geometric al suprafeţelor de prelucrat la OP şi P; rezistenţa la rupere σ_r [daN/mm^2] sau duritatea HRC a materialului OP; gradul de dificultate K_p a prelucrării dimensionale a suprafeţei P; înălţimea h_p [mm] a orificiului străpuns în piesă; aria A_p [cm^2] a proiecţiei orizontale a suprafeţei definite de conturul orificiului străpuns în P; perimetrul L_{CP} [cm] al conturului orificiului străpuns în P; rugozitatea R_a [μm] impusă pentru suprafaţa prelucrată la P; toleranţele dimensionale T_d [mm] impuse la prelucrarea P; raza r_p [mm] impusă la muchiile sau la colţurile suprafeţei P; conicitatea k impusă la suprafeţele prelucrate la P; unghiul α_n între normala la suprafaţa de prelucrat şi direcţia mişcării de avans automat liniar. Cu excepţia gradului de dificultate K_p, toate celelalte caracteristici se citesc direct sau se determină fără dificultăţi, pe baza informaţiilor din desenul de execuţie al piesei.

3. Gradul de dificultate a prelucrării dimensionale a suprafeţei reale a piesei.

Pentru metodele şi procedeele de prelucrare dimensională cu îndepărtare de substanţă de la OP, cuantificarea gradului de dificultate a prelucrării trebuie să considere un număr mare de factori geometrici, de material şi tehnologici. O definire printr-o variabilă agregată K_p a gradului de dificultate a prelucrării dimensionale [9], asigură sensibilitatea bună a acestei mărimi în raport cu costurile prelucrării prin diverse procedee de prelucrare:

$$K_p = K_g + K_t = K_a + K_d + K_m + K_s \qquad (1)$$

Definirea şi modul de calcul al componentelor K_g şi K_t sînt date în figurile 1 şi 2.

K_g - gradul de dificultate a generării suprafeţei geometrice

$K_g = K_a + K_d$

K_a - coeficient de complexitate analitică a suprafeţei geometrice

$K_a = K_c + 0,5n + 3m + 5c$

Nr. crt.		Tip şi denumire suprafaţă	K_c
1	analitice	o suprafaţă de ord.I	1
2	analitice	o suprafaţă circulară de ord.II cu generatoare dreaptă	2
3	analitice	o suprafaţă oarecare de ord.II	3
4	analitice	o suprafaţă de ordin superior	4
5	analitice	o suprafaţă transcendentă	5
6	analitice	q suprafeţe algebrice de toate ordinele	10
7	analitice	u suprafeţe analitice de toate ordinile şi tipurile	15
8	neanalitice	o suprafaţă neanalitică	7
9	neanalitice	v suprafeţe analitice şi neanalitice	22

n-nr.supraf.elementare componente

m-nr.de muchii ale suprafeţelor ($r < 0,2$ mm)

c-nr.de colţuri alesuprafeţelor ($r < 0,2$ mm)

K_d - coeficient de dificultate a realizării dimensiunilor de gabarit ale suprafeţei

$K_d = K_A + K_H + K_l$

A_{ts} [cm^2]	Relaţii de calcul
$< 0,2$	$K_A = 50-245\ A_{ts}$
	$K_H = H_{smax}\left(\frac{1}{100\sqrt{A_{ts}}} + 2\right)$
0,2...50	$K_A = 1$
	$K_H = \frac{H_{smax}}{\sqrt{A_{ts}}}$
> 50	$K_A = 1 + 0,001\ A_{ts}$
	$K_H = \frac{H_{smax}}{\sqrt{A_{ts}}} + 0,001\ A_{ts}$
oricare	$K_l = H_{smax}/10\ l_{smin}$

A_{ts} - aria proiecţiei suprafeţei pe un plan transversal pe direcţia H_{smax}

H_{smax} [cm] - înălţimea maximă a suprafeţei

l_{smin} [cm] - lăţimea minimă a volumului închis de supraf.pt.H_{smax}

Fig.1. Definirea gradului de dificultate a generării suprefeţei geometrice.

Relaţiile de determinare a valorii K_p la prelucrarea suprafeţelor reale cu posibilităţile procedeelor tehnologice actuale

(A_{ts} = 0,00002 mm^2...10 m^2; H_{smax} = 1...1000 mm; L_{min} = 0,1 mm; valori extreme pentru ceilalţi factori) duc la valori limită K_p = = 10...1000, cu ponderi de 50...70 % a gradului de dificultate a generării suprafeţei geometrice K_g.

K_t - grad de dificultate a realizării unor caracteristici tehnologice
$K_t = K_m + K_s$

K_m - coeficient pentru caracteristicile de material şi rigiditate $K_m = K_r + K_{fp}$	K_s - coeficient pentru caracteristicile tehnologice ale suprafeţei reale $K_s = K_R + K_T$
$K_r = \frac{\sigma_r}{4}$ sau K_r = HRC	$K_R = \frac{1}{\sqrt{R_a}}$
$K_{fp} = \frac{y}{F}$	$K_T = \frac{1}{\sqrt{T_d}} + \frac{1}{\sqrt{T_f}} + \frac{1}{\sqrt{T_p}}$
$\sigma_r \left[\frac{daN}{mm^2}\right]$ -rezistenţa de rupere la tracţiune a materialului la obiectul prelucrat	R_a [μm] -abaterea medie aritmetică a profilului microneregularităţilor suprafeţei
y [mm] -deplasarea elastică a suprafeţei prelucrate la obiectul prelucrării datorată forţei F [daN] aplicate de către corpul de transfer în cazul îndepărtării de masă de la OP	T_d [mm] -toleranţa minimă la dimensiunea suprafeţei
	T_f [mm] -toleranţa minimă de formă dată a suprafeţei
	T_p [mm] -toleranţa minimă de poziţie a suprafeţei
HRC-duritatea HRC a obiectului prelucrării pentru HRC > 50	

Fig.2. Definirea gradului de dificultate a realizării unor caracteristici tehnologice.

4. Selecţia aplicării procedeelor de prelucrare prin eroziune electrică.

Preselecţia procedeelor de prelucrare prin eroziune electrică, ţinînd seama de criteriile menţionate, se face cu ajutorul algoritmului descris în figura 3. Acest algoritm este valabil pentru performanţele actuale ale utilajelor de prelucrare electroerozivă [1], fiind foarte util în practica industrială. El evidenţiază

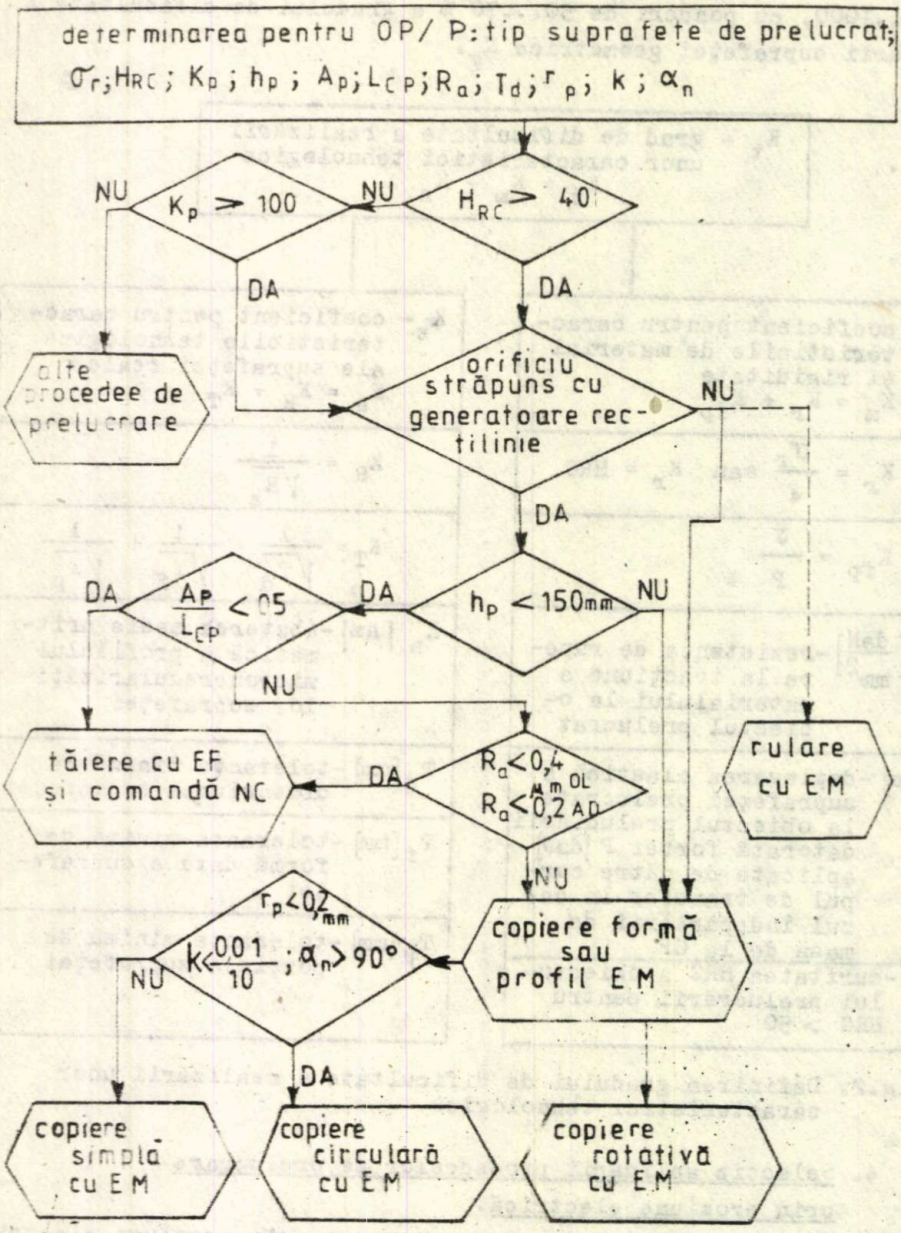


Fig.3. Preselecția aplicării procedeelor de prelucrare prin eroziune electrică a oțelurilor (OL) și aliajelor dure (AD).

importanţa deosebită a perfecţionării şi a echipării cinematice complexe a utilajelor universale de prelucrare prin eroziune electrică cu electrod profilat.

In cazurile limită ce pot apare la selecţia procedeelor, decizia finală a aplicării celui mai eficient proces de prelucrare a piesei se ia pe baza calculului mărimii critice a volumului de producţie Q_{cr} [1,3]. Egalînd costurile complete comerciale pentru varianta de prelucrare prin eroziune electrică preselectată (indice o) cu cele ale variantei (indice j) de proces tehnologic combinat (eroziune electrică şi aşchiere etc.) se poate scrie:

$$C_{cc} = Q_{cr} \cdot C_{vuo} + C_{fo} = Q_{cr} \cdot C_{vuj} + C_{fj} \qquad (2)$$

de unde:

$$Q_{cr} = \frac{C_{fj} - C_{fo}}{C_{vuo} - C_{vuj}} \quad \left[\frac{buc}{an;serie}\right] \qquad (3)$$

în care costurile fixe C_f şi costurile variabile unitare C_{vu} au structura de principiu:

$$C_f = \sum_{s=1}^{n} (C_{us} + C_{SDV} + C_{gs})_s + C_{gî} \quad \left[\frac{lei}{an;serie}\right] \qquad (4)$$

$$C_{vu} = \sum_{s=1}^{n} (C_{md} - C_{deş} + C_{rd} + C_{uu})_s + C_d \quad \left[\frac{lei}{buc}\right] \qquad (5)$$

In relaţiile (4) şi (5) s-a considerat cazul general al mai multor secţii de producţie s, respectiv: costurile cu funcţionarea, întreţinerea, repararea şi amortizarea utilajelor speciale necesare C_{us}; costurile cu SDV-urile speciale necesare C_{SDV}; costurile generale ale secţiei C_{gs}; costurile generale ale întreprinderii $C_{gî}$; costul cu materialele directe C_{md}; contravaloarea deşeurilor recuperabile $C_{deş}$; costul cu retribuţia directă C_{rd}; costurile cu funcţionarea, întreţinerea, repararea şi amortizarea utilajelor universale C_{uu}; costurile de desfacere C_d.

La o producţie fizică de piese $Q < Q_{cr}$ este mai eficient procesul tehnologic cu costuri fixe mai mici, iar la o producţie $Q > Q_{cr}$ este mai eficient procesul cu costuri fixe mai mari.

BIBLIOGRAFIE

1. Achimescu N., Nichici A., Popa H.: Prelucrarea prin eroziune electrică, în Prelucrarea prin eroziune electrică în construcţia de maşini, Editura Facla, Timişoara, 1983, p.39...153.

2. Poteev N.K.: Tehnologiya elektroerozionnoy obrabotki, Izd.Maşinostroenie, Moskva, 1980.

3. Popa H.: Economia şi organizarea producţiei, vol.2, Centrul de multiplicare al IPTVT, Timişoara, 1984.

4. Dumpe V.E.: Elektroerozionnaya obrabotka detaley, Izd. Tehnika, Kiev, 1975.

5. * * * Instrucţiuni de folosire pentru maşini de prelucrat prin electroeroziune ELER-01-GEP 50 F, Electrotimiş, Timişoara, 1978.

6. * * * Documentaţii utilaje AGIE, Losone-Locarno, 1970... ...1983.

7. * * * Documentaţii utilaje CHARMILLES, Geneva, 1970... ...1983.

8. Hoffman R., Rossa H.: Grundlagen der Genauigkeitsbearbeitung mit NC - gesteuerten ED-Maschine, în Feingerätetechnik nr.10, 1972, p.455...459.

9. Popa H.: Influenţa metodelor de execuţie a electrozilor asupra caracteristicilor tehnico-economice ale prelucrării prin eroziune electrică cu copierea formei, Teză de doctorat, Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1980.

Primită la redacţie la 3 martie 1984.

RATIONELLE ANWENDUNG DER FUNKENEROSIVEN BEARBEITUNGSVERFAHREN

Zusammenfassung

Nach einer kinematischen Darlegung der funkenerosiven Bearbeitungsverfahren werden die Vorwahlmerkmale ihrer Anwendung gezeigt. Es wird auf originneller Weise der Schwiergkeitsgrad der dimensionellen Bearbeitung bestimmt. Der für die Vorwahl entworfene Algorithmus findet seine Anwendung in der Praxis der funkenerosiven Bearbeitung.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29 (43) MECANICA 1984

BANC POUR L'ETUDE DU FACONNAGE AUX GALETS EN CAOUTCHOUC ET POLYURETHAN

Seiculescu V. Jula Gh. Hell Carol

1. Considérations générales

La dynamique de la production mondiale de profilés façonnés au froid à partir de divers métaux sous forme de bandes en bobines est remarquable [3] ; actuellement ces profiles sont produit dans des usines specialisées. Les machines á faconner aux galets se retrouvent associées en chaînes d'usinage á flux continu avec des outillages de mise en état et d'alimentation en bandes, des outillages de soudage, d'estampage, de débitage respectivement d'évacuation des profilés. Les domaines d'utilisation des profilés façonnés au froid sont multiples : dans les constructions métaliques de résistence, l'industrie automobile, le materiel roulant, l'aviation, etc.

Une téndance actuelle dans la fabrication des profiles faconnées á l'aide de machines aux galets [1], [3] est le façonnage des bandes á partir des materiaux spéciaux tels : acier inoxydables, bandes plaqués, bandes bimétalliques, bande couvertes par galvanisation ou peinture.

L'obtention de surfaces usinées de bonne qualité, sans endommagement á la suite de frottements entre outils et semi-fabriqués, exige la construction de l'outil á partir de materiaux non-mètaliques, tels le caoutchouc , le polyuréthane, etc.

L'emploi des materiaux non-métalliques, mentionnès plus haut pour la fabrication de l'un ou des deux éléments actifs (galets) [2] , présente certains avantages :

- une pression de déformation uniforme sur le, semi-fabriqué, ce qui permet l'augmentation du degré de déformation appliqué;
- l'obtention de surfaces usinées supérieures, sans égratignures ;
- l'augmentation de la force d'entraînement du semi-fabriqué entre les galets conjugués ;

- la construction plus simple des éléments actifs, sans ajustement aucun entre les galets conjugués ;

- une durabilité satisfaisante de l'elément actif en matériau non-métallique.

2. Structure du banc

La structure du banc pour l'étude du façonnage à froid des bandes à l'aide d'outils en caoutchouc et polyuréthane est présentée dans la figure 1 :

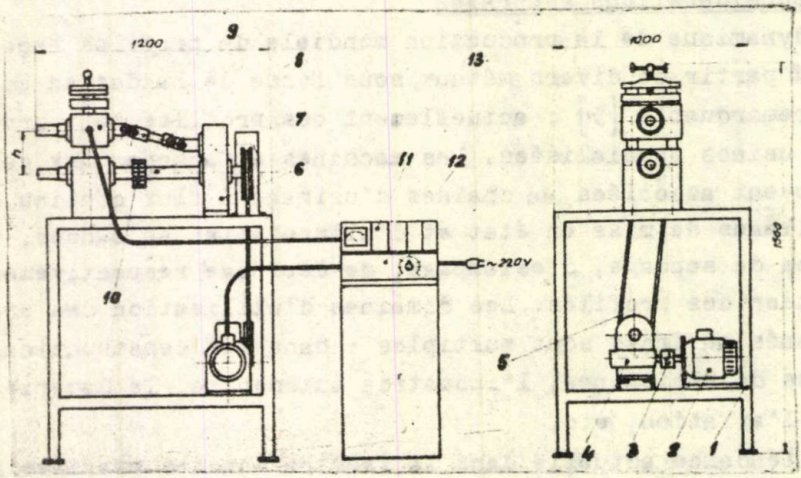


Fig.1. Banc pour l'etude du faconnage aux galetsen caou - tchouc et polyuréthane. 1-table; 2-moteur électrique; 3-couplage radial; 4-reducteur à vis sans fin; 5-transmission par courroie; 6-cage d'entraînement; 7-arbre; 8-arbre à double cardan; 9-cage de déformation; 10-couplage; 11-pont ténsométrique; 12-variateur électrique; 13-actionnement à vis.

Sur la table 1, construite par à partir de profilés laminés on a monté le moteur électrique 2, lié au réducteur à vis sans fin 4 par le couplage radial 3. Le mouvement se transmet du réducteur, par l'intermédiaire de la courroie trapézoide 5, à la cage d'entraînement 6.

La cage de déformation 9, est couplée à la cage d'entraînement par l'arbre 7 et l'arbre à double cardan 8. Le couplage 10, permet que l'on entraîne soit exclusivement l'arbre superieur, soit les deux arbres. Le mouvement des galets, en sens opposès, est assuré par transmission par roues à dentures cilyndriques appartenant à la cage d'entraînement.

Le banc permet de mesurer les forces radiales de deformation par capteur mécanique à traducteurs tensorésistifs montés dans la cage de déformation et respectivement le pont 11.

L'actionnement par tours réglables du moteur électrique á caurant continu 2, a lieu par le variateur électronique á impulsions 12. La distance entre les arbres principaux est réglable par actionnement á vis 13.

L'entrenement du banc se réalise á partir d'un moteur electrique á courant continu du type 9oF aux caractéristiques suivantes :

- puissance nominale o,55 kW ;
- tours par minutes 27oo ;
- tension d'alimentation 18o V.

Le schéma cinematique du banc [5] est presénté dans la figure 2. Il résulte que pour l'intervalle de réglage de 3op...3ooo tours par minute (I = 1o), pour lequel le variateur fonctionne de maniere satisfaisante, et pour le rapport de i_1 = 1:16, du réducteur, la vitesse de déformation realisable pour les galets au diamétre moyen Ø 1oo est :

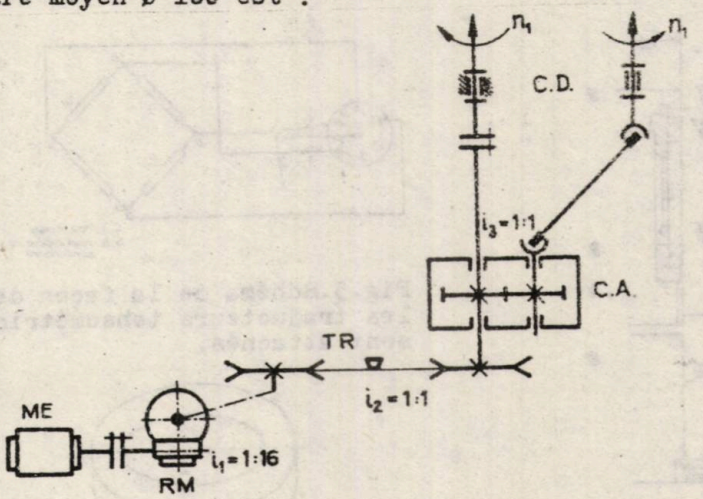


Fig.2.Schéma cinematique du banc.

$$v_{min} = n_{ME_{min}} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \frac{\pi . D_{rolă}}{1ooo} = 5,87 \text{ m/min} ;$$

$$v_{max} = I \cdot v_{min} = 58,7 \text{ m/min.}$$

Pour foire alimenter le moteur électrique on a choisi la solution au variateur électronique commandé par impulsions. Le schéma adopté [4], [5] (fig.3) assure un nombre stable de tours de l'arbre - moteur, la reaction inverse étant due á la tension rémanente du bobinage du rotor, commandant le tinstor Th par le potentiométre R2.

Le mesurage des forces de déformation [5] dans l'intervalle 5o...2ooo daN, a lieu par voie tensometrique, á l'aide de deux capteurs mécaniques montés dans les douilles de guidage du palier supérieur sétrouvant dans la cage de déformation . Dans la figure 4 on présente la structure du sous-ensemble traducteur de la force de deformation. La colonne de guidage 1 appartenant au corps du palier superieur 4, á l'aide de la douille de guidaj 2, assure la précision de position relative des deux arbres de la cage. Le capteur de déformations 3, sous, forme de verre dont les timbres tensométriques

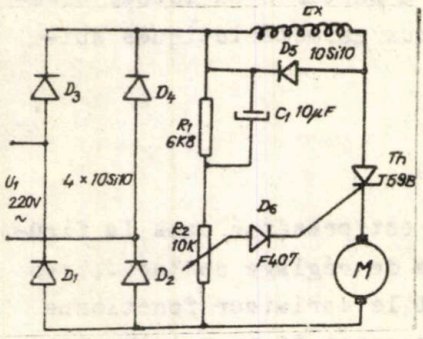


Fig.3.Schéma d'actionnement électronique du banc.

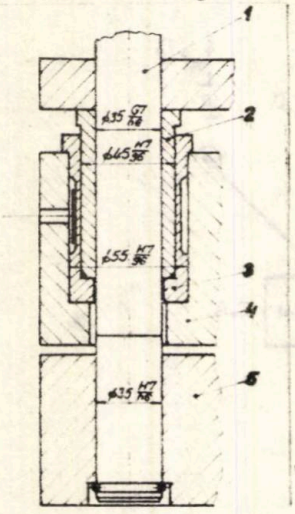


Fig.4.Schéma du sous-ensemble traducteur de la force. 1 - colonne de guidage; 2 - douille de guidage; 3 - capteur; 4 - corps du palier superieur; 5 - corps la cage.

sent collés á la surface exterieure de celui-ci est guidé

á l'exterieur, dans le corp 4 et, á l'intérieur, dans la douille de guidage 2. Dans les figures 5 et on présente le schema de montage des timbres.

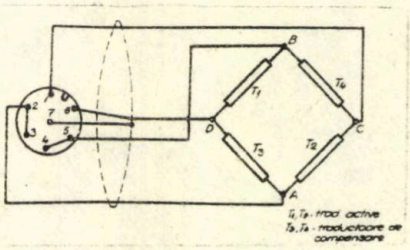


Fig.5.Schéma de la façon dont les traducteurs tehsométriques sont attachés.

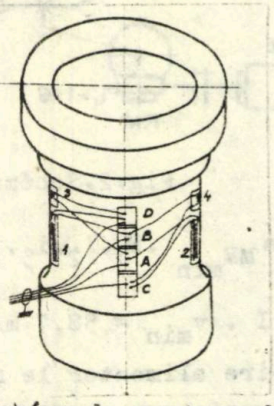


Fig.6.Schéma de montage des timbres électrotensométriques sur capteur.

3. Construction des galets de deformation

Le façonnage du semi-fabriqué sous forme de bandeau ou de bande a lieu en faisant entraîner et passer celui-ci entre les couples des galets . En cas de façonnage avec des éléments actifs en caoutchouc et polyuréthane, l'un des galets peutêtre en métal profilé et l'autre en materiau non-métalique compact; si les deux galets sont en cooutchouc, l'un est executé sous forme cilyndrique en matériau non-métalique tandis que le second (celui qui est profilé) est formé d'un moyen métallique profilé ayent des parois á enveloppe active en polyurèthane.

La figure 7 présente le schéma de construction des galets actifs eu matériau non-métalique en deux variantes: galet cilyndrique et respectivement profilé ; pour ce dernier on peut utiliser aussi du polyuréthane á la durete plus réduite, la deformation transversale étant empêchée par le profile métallique du moyen.

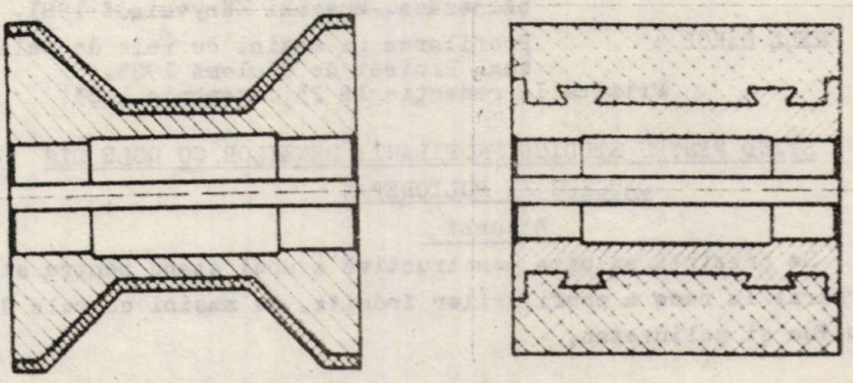


Fig.7.Schéma de construction des galets

Au point de vue de la technologie d'usinage, les galets en caoutchouc s'obtiennent par vulcanisation en moule á même le moyen d'entraînement, et ceux en polyuréthane par moulage en moule et usinage avec des outils abrasifs ou tranchant.

Les caractéristiques essentielles du polyuréthane dont on a fabriqué les galets sont :

- la densité 0,7e g/cm^3
- la durité Shore 6e-75, STAS 5441 /2 - 74
- la résistence á la cassure min 35 daN/cm^2
- l'allengement á la cassure min 3ee %.

4. Conclusions

Le banc pour façonnage á freid des profiles aux galets actifs

en caoutchouc et polyuréthane, construit á la suite de recherches et d'élaborations de projets visant l'achévement du projet de diplome permet dans la réalisation actuelle le reglaje et la mise en évidence des paramétres suivants :

- vitesse de façonnage ;
- distance eutre les axes des arbres (réglage de la force d'entraînement) ;
- mesurage des forces de déformation ;
- chagement des eutils de déformation.

Bibliographie

1. V.FOKI, O.BELZO : Fabricarea profiluriler formate la rece din bandă de oţel ET 1977.
2. V.P.ROMANOVSKI : Stanţarea şi matriţarea la rece. ET 197o.
3. M. RENON : Le profilage sur machine a galets. In "La machine outil française. Nr.2o7, martie 1965.
4. P. LASKA : Kisteljesitménjümotorok tirisztoros szabáljozása. Muszaki Könyvkiadó 1981.
5. HELL CAROL : Profilarea pe magini cu role de poliuretan. Proiect de diplomă 1983.

Primită la redacţie la 23 decembrie 1983.

STAND PENTRU STUDIUL PROFILARII BENZILOR CU ROLE DIN CAUCIUC SI POLIURETAN

Rezumat

Se prezintă soluţia constructivă a unui stand pentru studiul formării la rece a profiluriler îndoite, pe magini cu role din cauciuc şi poliuretan.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
MECANICA
Tom 29(43) 1984

MATHEMATISCHE ANWENDUNGEN IM STUDIUM DER GEOMETRIE VON SCHNEIDEWEKZEUGEN

(1. Teil)

Pop, I und Grozav I.

1. Allgemeine Betrachtungen

Zum Entwurf und zur passgerechten Herstellung der Schneidewerkzeuge ist die Festlegung der Grössen Geometrischer Parameter der aktiven Teile von grösster Bedeutung, die in verschiedenen Schnittebenen bestimmt werden, abhängig von den in Tabellen festgelegten Werten und für bestimmte Arbeitsbedingungen (1), (3) .

Gewöhnlich werden die Tabellenwerte der Seitensowie der Schneidenwinkel der meisten Typen von Schneidewerkzeugen in der Orthogonalebene P_o angeführt. Die Ausführung (insbesonders das Schleifen) sowie die Anwendung der Werkzeuge erfolgt durch ihrem Aufbau in Vorrichtungen, die Oberflächen und die Kanten des Werkzeugs in Bezug auf Achsen und Ebenen lagern, die nicht mit den Rischtungen der orthogonalen Referenzebene übereinstimmen. Daraus folgt, dass eine vollständige Untersuchung der geometrischen Parameter von Schneidewerzeugen mittels mathematischer Beziehungen durchgeführt werden, muss, die Übertragung der Werte einem Bezugssystem ins andere erlauben.

Es ist bekannt, dass die Bauwinkel, die gemäss der Achsen der konstruktinen Bezugssystems bestimmt werden, der Darstellung des Wekzeugs dienen und es als einen geometrischen Körper definieren. Zur Regelung der Werkzeughalter, der Schleifvorrichtungen, zur passgerechten Lagerung der Werkzeuge II. Grades hinsichtlivh der Bearbeitung aktiver Oberflächen, sowie zur optimalen Auswertung der Werkzeuge ist es notwendig, die Lagewinkel 2 sowie die Istwinkel zu kennen, die mittels der Achsen des kinematischen des funktionellen Bezugssystems bestimmt werden.

Die Raumlage der drei Bezugssysteme ist beliebig, da sie von dem Werkzeugtypus abhängt , sowie von der Form und der Abmessungen des Arbeitsstücks, Spanabnahme, Parameter des Spanabnahmeregiems,der Werkzeugstellung im der Vorrichtung der Werkzeugmaschine usw.

Letzten Endes ist es notwendig, die Istwinkel zu kennen, die unmittelbar den Verlauf der Spanabnahme beeinflusse , sowie die Arbeitsfähigkeit des Werkzeugs und die Qualität der bearbeiteten Oberfläche. Der Wert dieser Winkel ist jedoch vom Wert der Bau- und Lagewinkel abhängig.

Die Bestimmung der Optimalwerte der Istwinkel kann durch zwei Methoden erfolgen, und zwar (1), (3) :

a) Man prüft die Istwinkel für den Fall eines Werkzeugs mit gegebenen Bauwinkeln und eine relative Stellung des Werkzeugs auf der Maschine ;

b) Man bestimmt solche Werte für die Bauwinkel, dass während der Spannabnahme Optimalwerte für die Istwinkel erhalten werden.

Im ersten Fall besteht die Lösung des Problems in der Bestimmung von expliziten Beziehungen, wie folgt :

$$(\alpha_{o,n,fp})_e = f\left[(\alpha)_{o,n,f,p},\ \lambda_T,\ \varkappa_r\right], \qquad (1)$$

$$(\gamma_{o,n,f,p})_e = f\left[(\gamma)_{o,n,f,p},\lambda_T,\varkappa_r\right],$$

$$\lambda_{Te} = f(\lambda_T,\ \varkappa_r),$$

$$\varkappa_{re} = f(\lambda_T,\ \varkappa_r).$$

Im zweiten Fall wird das Problem wissenschaftlicher gelöst und besteht in der Festllgung einiger Beziehungen, wie folgt :

$$\alpha_{o,n,f,p} = f\left[(\alpha_{o,n,f,p})_e,\ \lambda_{Te},\ \varkappa_{re}\right],$$

$$\gamma_{o,n,f,p} = f\left[(\gamma_{o,n,f,p})_e,\ \lambda_{Te},\ \varkappa_{re}\right], \qquad (2)$$

$$\lambda_T = f\ (\lambda_{Te},\ \varkappa_{re}),$$

$$\varkappa_r = f\ (\lambda_{Te},\ \varkappa_{re}).$$

2. Bestimmung der Hilfswinkel (i,j)

Die Bestimmung der Beziehungen (1) und (2) ist mittels der Hilfswinkel möglich, deren Bedeutug in (3) und (5) gegeben wird.

Die Werte der Hilfswinkel (Abb.1) werden mittels der trigonometrischen Funktion cos (i,j) bestimmt einerseits in Bezug auf die Richtungskosinus der Achsen des konstruktiven Bezugssystems X_f, Y_f, Z_f und die Lageachsen des kinematischen Bezugssystems X_m, Y_m, Z_m der Werkzeugmaschine, andererseits mittels der Richtungskosinus der Achsen des eigentlichen Bezugssystems X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} und der Lageachsen des kinematischen Bezugssystems X_m, Y_m, Z_m.

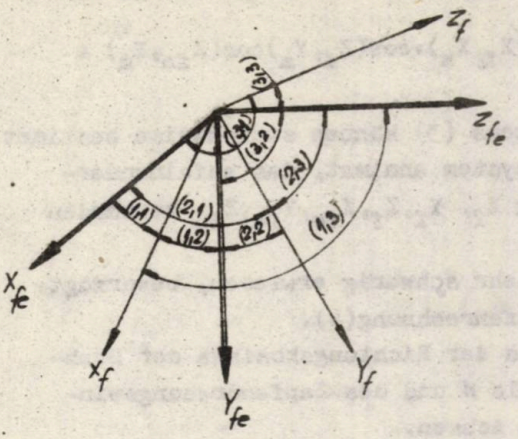


Abb 1. Hilfswinkel (i,j).

Da die Hilfswinkel (i,j) infolge der Drehung der Lageachsen zweier Bezugssysteme X_f, Y_f, Z_f bzw. X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} auftreten in Bezug auf ein als unbewglich betrachtetes System X_m, Y_m, Z_m, kann man die Kosinuse dieser Winkel aus dem Produkt der zwei Matrix (A) und (B) bestimmen, die sich, aus den Kosinus der Winkel folgendermassen ergeben :

$$(A) = \begin{array}{c} \\ X_f \\ Y_f \\ Z_f \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} X_m & Y_m & Z_m \end{array} \\ \begin{pmatrix} \cos(X_f,X_m) & \cos(X_f,Y_m) & \cos(X_f,Z_m) \\ \cos(Y_f,X_m) & \cos(Y_f,Y_m) & \cos(Y_f,Z_m) \\ \cos(Z_f,X_m) & \cos(Z_f,Y_m) & \cos(Z_f,Z_m) \end{pmatrix} \end{array};$$

$$(B) = \begin{array}{c} \\ X_m \\ Y_m \\ Z_m \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} X_{fe} & Y_{fe} & Z_{fe} \end{array} \\ \begin{pmatrix} \cos(X_{fe},X_m) & \cos(Y_{fe},X_m) & \cos(Z_{fe},X_m) \\ \cos(X_{fe},Y_m) & \cos(Y_{fe},Y_m) & \cos(Z_{fe},Y_m) \\ \cos(X_{fe},Z_m) & \cos(Y_{fe},Z_m) & \cos(Z_{fe},Z_m) \end{pmatrix} \end{array},$$

wobei (X_f,X_m), (X_f,Y_m).....(Z_f,Z_m) die Winkel zwischen den Achsen des konstruktiven Bezugssysteme und jenen des kinematischen Bezugssystem sind, bzw. (X_{fe}, X_m), (X_{fe}, Y_m) ..... die Winkel zwischen den Achsen des Istbezugssystems und den Achsen des kinematischen Bezugssystems.

Indem man das Produkt ausführt, erhält man:

$\cos(1,1)=\cos(X_f,X_{fe})=\cos(X_f,X_m)\cos(X_{fe},X_m) + \cos(X_f,Y_m)\cos(X_{fe},X_m)+$
$+ \cos(X_f,Z_m)\cos(X_{fe},Z_m)$,
$\cos(2,1)=\cos(Y_f,X_{fe})=\cos(Y_f,X_m)\cos(X_{fe},X_m) + \cos(Y_f,Y_m)\cos(X_{fe},Y_m)+$
$+\cos(Y_f,Z_m)\cos(X_{fe},Z_m)$,
$\cos(3,1)=\cos(Z_f,X_{fe})=\cos(Z_f,X_m)\cos(X_{fe},X_m)+\cos(Z_f,Y_m)\cos(X_{fe},Y_m) +$
$+ \cos(Z_f,Z_m)\cos(X_{fe},Z_m)$,
$\cos(1,2)=\cos(X_f,Y_{fe})=\cos(X_f,X_m)\cos(Y_{fe},X_m)+\cos(X_f,Y_m)\cos(Y_{fe},Y_m) +$
$+ \cos(X_f,Z_m)\cos(Y_{fe},Z_m)$; ....

$\cos(2,3)=\cos(Y_f,Z_{fe})=\cos(Y_f,X_m)\cos(Z_{fe},X_m) + \cos(Y_f,Y_m)\cos(Z_{fe},Y_m)+$
$+\cos(Y_f,Z_m)\cos(Z_{fe},Z_m),$
$\cos(3,3)=\cos(Z_f,Z_{fe})=\cos(Z_f,X_m)\cos(Z_f,X_m)+\cos(Z_f,Y_m)\cos(Z_{fe},Y_m) +$
$+\cos(Z_f,Z_m)\cos(Z_{fe},Z_m).$

Die Glieder des Gleichungssystems (3) können stufenweise bestimmt werden, wenn man ein Einheitsverktorsystem annimat, das aufeinanderfolgend mit den sich drehenden Achsen X_f, Y_f, Z_f, X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} verbunden wied, (siehe (3) S,37-38)

Da die Berechnungen sich als sehr schwerig erwiesen, bevorzugte man ihre Bestimmung mittels der Matrizenrechnung(4).

Man bestimmt die Matrix mittels der Richtungskosinus der Drehwinkel in der Ebene G, des Höhenwinkels H und des Zapfendrehungswinkels L in Bezug auf die geststehenden Achsen.

Es sei die Matrix (D), gebildet aus den Richtungskosinus der Drehungswinkel der Achsen x',z' in der Ebene (Abb.2,a); die Matrix(E), gebildet aus den Richtungskodinus der Höhenwinkel gemäss der Drehung X_f, y, (Abb 2,b) und die Matrix (F), gebildet aus den Richtungskosinus der Winkel gemäss der Zapfendrehung der Achsen Y_f, Z_f(Abb.2,c), die folgene Form aufweisen :

$$(D) = \begin{array}{c} \\ X_m \\ Y_m \\ Z_m \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} x' & Y_f & z' \end{array} \\ \begin{pmatrix} \cos G & 0 & \sin G \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin G & 0 & \cos G \end{pmatrix} \end{array} ; \quad (E) = \begin{array}{c} \\ x' \\ y' \\ z' \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} X_f & y' & z' \end{array} \\ \begin{pmatrix} \cos H & -\sin H & 0 \\ \sin H & \cos H & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \end{array} ;$$

$$(F) = \begin{array}{c} \\ X_f \\ y' \\ z' \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} X_f & Y_f & Z_f \end{array} \\ \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos L & -\sin L \\ 0 & \sin L & \cos L \end{pmatrix} \end{array} .$$

Das Produkt (K)= (D). (E). (F) ergibt :

$$(K) = \begin{array}{c} \\ X_m \\ Y_m \\ Z_m \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} & & \end{array} \\ \begin{pmatrix} \cos G\cos H - \cos G\sin H\cos L + \sin G\sin L & \cos G\sin H\sin L + \sin G\cos L \\ \sin H \qquad\qquad \cos H\cos L & -\cos H\sin L \\ -\sin G\cos H \quad \sin G\sin H\cos L + \cos G\sin L & -\sin G\sin H\sin L + \cos G\cos L \end{pmatrix} \end{array} \qquad (5)$$

Die erhaltene Matrix weist lineare Komponenten auf, gemäss der feststehenden Achsen X_m, Y_m, Z_m und Kolonnen gemäss der sich drehenden Achsen X_f, Y_f, Z_f.

Durch das sukzessive Multiplizieren der Matrix (K) mit den entsprechenden Matrix der Richtungskosinus der beweglichen Achsen X_f, Y_f entstehen folgende Produkte :

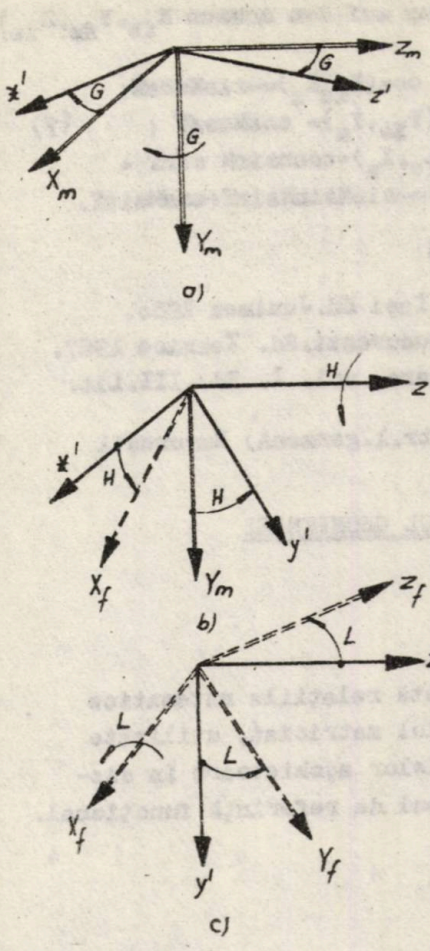


Abb.2. Lage der beweglichen Achsen nach der sukzessiven Drehung gemäss der Winkel G,H,und L.

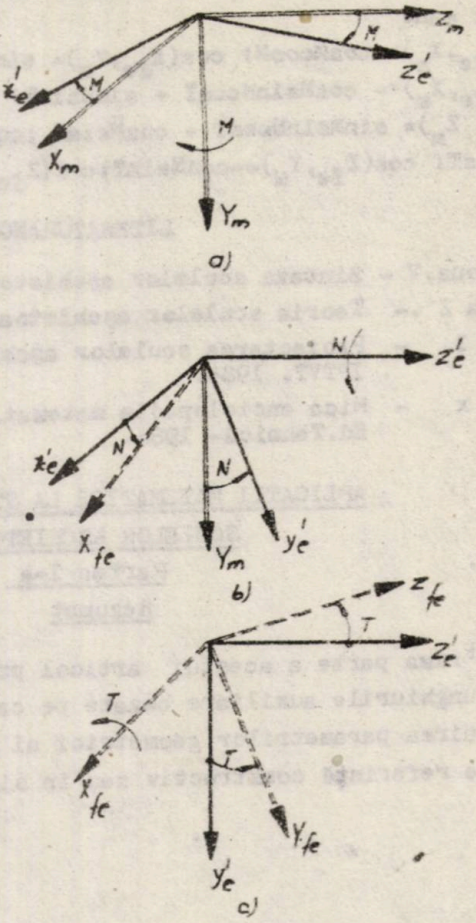


Abb.3. Lage der beweglichen Achsen nach der sukzessiven Drehung gemäss der Winkel M.N.T.

$$(K)\cdot\begin{pmatrix}1\\0\\0\end{pmatrix}_{X_f} \quad ; \quad (K)\cdot\begin{pmatrix}0\\1\\0\end{pmatrix}_{Y_f} \quad ; \quad (K)\cdot\begin{pmatrix}0\\0\\1\end{pmatrix}_{Z_f},$$

$\cos(X_f,X_m)$ = cosGcosH; $\cos(X_f,Y_m)$= sinH ; $\cos(X_f,Z_m)$ =-sinG cosH ; (6)
$\cos(Y_f,X_m)$ =-cosGsinHcosL+sinGsinL ;$\cos(Y_f,Y_m)$=cosHcosL; $\cos(Y_f,Z_m)$ =
= sinGsinHcosL+cosGsinL ; $\cos(Z_f,X_m)$=cosGsinHsinL+sinGcosL;
$\cos(Z_f,Y_m)$= -cosHsinL;$\cos(Z_f,Z_m)$=-sinGsinHsinL+ cosGcosL.

Wenn statt der Achsen X_f,Y_f,Z_f die Achsen X_{fe},Y_{fe},Z_{fe} in Betracht genommen werden, so erhält man drei Matrix(D'),(E'),(F'), von gleicher Form mit der Matrix (D),(E),(F), in denen folgende Ersetzungen

intermommen werden G $\longrightarrow$ M, H $\longrightarrow$ N, L $\longrightarrow$ T.

Nach derselben Methode (aber in Bezug auf den Achsen X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe}) erhält man:

$$\cos(X_{fe},X_m)= \cos M\cos N;\ \cos(X_{fe},Y_m)= \sin N;\ \cos(X_{fe},Z_m)=-\sin M\cos N;$$
$$\cos(Y_{fe},X_m)=-\cos M\sin N\cos T + \sin M\sin T;\ \cos(Y_{fe},Y_m)= \cos N\cos T\ ; \qquad (7)$$
$$\cos(Y_{fe},Z_m)= \sin M\sin N\cos T + \cos M\sin T\ ;\cos(Z_{fe},X_m)=\cos M\sin N\ \sin T +$$
$$\sin M\cos T;\ \cos(Z_{fe},Y_m)=-\cos N\sin T;\cos(Z_{fe},Z_m)=-\sin M\sin N\sin T+\cos M\sin T.$$

LITERATURANGABEN

1. Belous.V - Sinteza sculelor aşchietoare.Iaşi Ed.Junimea 198o.
2. Duca Z .- Teoria sculelor aşchietoare.Bucureşti.Ed. Tehnică 1967.
3. Pop I. - Proiectarea sculelor aşchietoare, vol. I, Ed. III.Lit. IPTVT. 1984.
4. x x x - Mica enciclopedie matematică(tr.l.germană) Bucureşti Ed.Tehnică- 198o.

APLICATII MATEMATICE LA STUDIUL GEOMETRIEI SCULELOR AŞCHIETOARE

Partea I-a

Rezumat

Prima parte a acestui articol prezintă relaţiile matematice pentru unghiurile auxiliare bazate pe calculul matriciat, utilizate la definirea parametrilor geometrici ai sculelor aşchietoare în sistemul de referinţă constructiv sau în sistemul de referinţă funcţional.

Buletin ştiinţific şi Tehnic
al
Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

ANGEWANDTE MATHEMATIK ZUR UNTERSUCHUNG DER GEOMETRIE DER SCHNEIDWERKZEUGE

(II Teil)

Ion Pop

1. Bestimmung des effektiven Inklinationswinkels der Schneide λ_{Te}

1.1. Funktion

Der effektive Inklinationswinkel der Schneide λ_{Te} ist, gemüss der Definition, der Winkel zwischen der effectiven Nullebene P_{re} und der Tangenten zur Scheide im angenommenem Punkt M(Abb. 4), gemessen in liner Ebene, die resultierende Schnittgeschwindigheit $\bar{V}_e$ und die Richtung des Versors $\bar{T}_t$ enthält.

Wie am Abb.4 hervorgeht, kann die Ausicht am "S", Winkel λ_{Te} durch die trigonometrische Funktion sin λ_{Te} bestimmt werden, wobei festgestellt wird :

$$\sin\lambda_{Te} = \frac{\text{pr.Vers.}(\bar{T}_t)Y_{fe}}{\bar{T}_t} , \qquad (8)$$

darin ist $\bar{T}_t$ der auf die Hauptschneide tangente Versor.

Um den Versor $\bar{T}_t$ auf die Achse Y_{fe} abzubilden, müssen seine Komponenten auf den Achsen des konstruktiren. Bezugssystem X_f, Y_f, Z_f bekannt sein, und die Komponenten werden glüchfalls auf die Achse Y_{fe} abgebildet.

Im Bezugssystems X_f, Y_f, Z_f wird der Versor $\bar{T}_t$ durch die Relation ausgedrücht :

$$\bar{T}_t = \cos\lambda_T \sin\varkappa_r \,\bar{i} + \sin\lambda_T \bar{j} - \cos\lambda_T \cos\varkappa_r . \bar{k} . \qquad (9)$$

Die Abbildungen des Versors $\bar{T}_t$ von den Achsen X_f, Y_f, Z_f auf die Achse Y_{fe} werden durch die Richtungskosinusse der Winkel zwischen den Achsen Ronstruktiren Bezugssystems und der Achse Y_{fe} übertra-

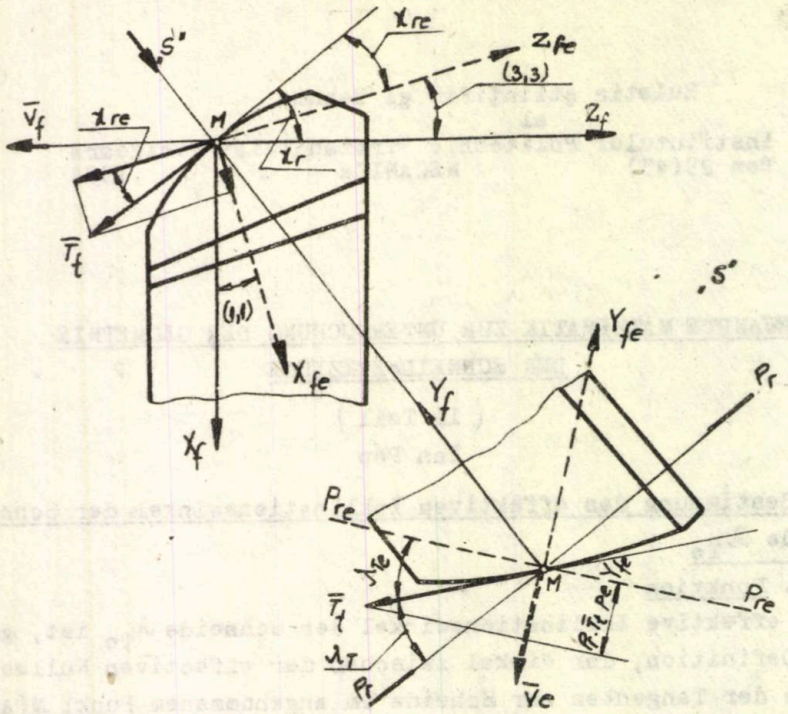


Abb.4. Definition der Winkel λ_{Te} und χ_{re}.

gen d.h. durch $\cos(X_f,Y_{fe})=\cos(1,2)$; $\cos(Y_f,Y_{fe})=\cos(2,2)$ und $\cos(Z_f,Y_{fe})=\cos(3,2)$.

Also :

$$pr.\overline{T}_t \cdot \overline{Y}_{fe} = \cos\lambda_T \sin\chi_r \cos(1,2) + \sin\lambda_T \cos(2,2) -$$

$$- \cos\lambda_T \cos\chi_r \cos(3,2) \text{ und weil } [T_t] = 1 \text{ ergibt sich :}$$

$$\sin\lambda_{Te} = \cos\lambda_T \sin\chi_r \cos(1,2) + \sin\lambda_T \cos(2,2) - \qquad (1c)$$

$$- \cos\lambda_T \cos\chi_r \cos(3,2).$$

1.2. Umkehsfunktion

Die Arbeitsweisse ist identisch mit der bei der Funktion angewandten, jedoch im Falle der Umkehsfunktion wird der Versor $\overline{T}_{te}$ tangent zur Hauptschneide angenommen und im Verhaltim zu den Achsen des effektiven Bezugssystems X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} bestimmt.

Im Einklang mit Abb.5 geht herror, dass $\overline{T}_{te}$ durch die Gleichung ausgedrücht wird :

$$\overline{T}_{te} = \cos\lambda_{Te} \sin\chi_{re}\, \overline{i} + \sin\lambda_{Te}\, \overline{j} - \cos\lambda_{Te} \cos\chi_{re}\, \overline{k}. \qquad (11)$$

Der konstructive Incklinationswinkel der Schneide λ_T wird durch die Funktion "sin" (Ansicht "S" - Abb.5) bestimmt :

$$\sin\lambda_T = \frac{pr.(\bar{T}_{te})Y_f}{|\bar{T}_{te}|}, \qquad (12)$$

in wehher $|\bar{T}_{te}| = 1$, während pr. $\bar{T}_{te}$ auf der Achse Y_f mit Hilfe der Richtungscosinusse der Winkel aus Achsen X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} und der Achse Y_f festgelgt wird, d.h. :

$pr.(\bar{T}_{te})Y_f = \cos\lambda_{Te}\sin\chi_{re}\cos(2,1) + \sin\lambda_{Te}\cos(2,2) -$

$- \cos\lambda_{Te}\cos\chi_{re}\cos(2,3)$, draus geht, dass :

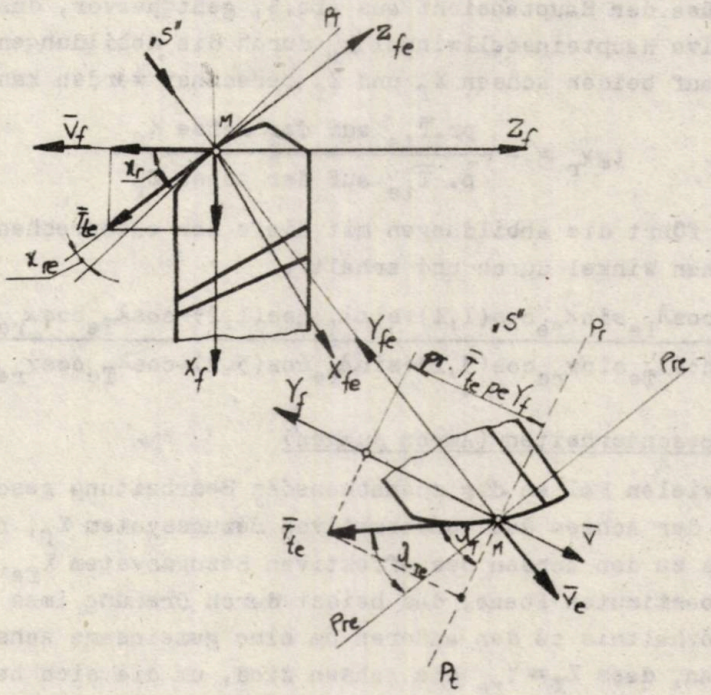


Abb.5. Definition der Winkel λ_T und χ_r.

$$\sin\lambda_T = \cos\lambda_{Te}\sin\chi_{re}\cos(2,1) + \sin\lambda_{Te}\cos(2,2) - \qquad (13)$$

$$-\cos\lambda_{Te}\cos\chi_{re}\cos(2,3).$$

2. Bestimmung des Einstellwinkels der Scheide χ_{re}

2.1. Funktion

Der Winkel χ_{re} wird gebildet aus der Richtung des Versors $\bar{T}_t$ und der Richtung der Achse Z_{fe}, gemessen in der Nullebene. Ans Abb. 4 (Hauptansicht) geht hervor :

$$tg\chi_{re} = -\frac{pr.\bar{T}_t \text{ auf der Achse } X_{fe}}{pr.\bar{T}_t \text{ auf der Achse } Z_{fe}}. \qquad (14)$$

Indem man die Komponenten des Versors $\overline{T}_t$ von den Achsen X_f, Y_f, Z_f nacheinander auf die Achsen X_{fe} und bzw Z_{fe} mit Hilfe der Richtungskosinusse der entsprechenden Winkel abbildet, geht hervor :

$$tg\chi_{re} = -\left[\frac{\cos\lambda_T \sin\chi_r \cos(1,1)+\sin\lambda_T \cos(2,1)-\cos\lambda_T \cos\chi_r \cos(3,1)}{\cos\lambda_T \sin\chi_r \cos(1,3)+\sin\lambda_T \cos(2,3)-\cos\lambda_T \cos\chi_r \cos(3,3)}\right]. \qquad (15)$$

2.2. Umkehrfunktion

Gemäss der Hauptansicht aus Abb.5, geht hervor, dass der konstruktive Haupteinstellwinkel χ_r durch die Abbildungen des Versors $\overline{T}_{Te}$ auf beiden Achsen X_f und Z_f berechnet werden kann, und zwar :

$$tg\chi_r = -\frac{\text{pr.}\overline{T}_{te} \text{ auf der Achse } X_f}{\text{p. } \overline{T}_{te} \text{ auf der Achse } Z_f}. \qquad (16)$$

Man führt die Abbildungen mit Hiefe der entsprechenden akzessorischen Winkel durch und erhält :

$$tg\,\chi_{\varrho} = -\left[\frac{\cos\lambda_{Te} \sin\chi_{re} \cos(1,1)+\sin\lambda_{Te} \cos(1,2)-\cos\lambda_{Te} \cos\chi_{re} \cos(1,3)}{\cos\lambda_{Te} \sin\chi_{re} \cos(3,1)+\sin\lambda_{Te} \cos(3,2)-\cos\lambda_{Te} \cos\chi_{re} \cos(3,3)}\right]. \qquad (17)$$

3. Besonderheiten (Amven dungen)

In vielen Fällen der spanabhebeden Bearbeitung geschieht die Anordnung der Achsen des konstruktiven Bezugssystem X_f, Y_f, Z_f im Verhaltnis zu den Achsen des effektiven Bezugssystem X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} im einer bestimuten Ebene, das heisst durch Drehung imes Bezugssystem im Verhältnis zu den anderen um eine gemeinsame Achse. Nimmt man z.B. an, dass $Y_f \equiv Y_{fe}$ die Achsen sind, um die sich beide Bezugssysteme gecheht haben, und die Achsen des konstruktiven Bezugssystems befinden sich in der Lage "null", d.h. $X_f \cong X_m$; $Z_f \equiv Z_m$; eine Lage, die seltener im praktischen Einsatz der Scheitwerzeuge auzutreffen ist - dann wird die Relation (3) aus [1] : cos(1,1) = = cosM, cos(2,1)=0; cos(3,1)= - sinM; cos(1,2)=0; cos(2,2)=1; cos (3,2)0; cos(1,3)=sinM, cos(2,3)=0 und cos (3,3)=cosM, wohei M ab Bewegungswinkel in der Ebene augenommen wird, d.h. ab Winkel Zwischen der Achse X_f und der Achse X_{fe}, bzW zwinken der Achse Z_f und der Achse Z_{fe}.

Für diesen Sonderfall der Bearbeitung kann man die Winkel λ_{Te}, λ_T, χ_{re} und χ_r durch Einführen der Kosinus - Werte (i,j) berechnen. So wird z.B. die Relation (1o) zu :

$$\sin\lambda_{Te} = \sin\lambda_T, \qquad (1o')$$

d.h. $\lambda_{Te} = \lambda_T$ was normal ist; oder die Relation (17) wird zu :

$$tg\,\varkappa_\lambda = \frac{\cos\lambda_{Te}\sin\varkappa_{\lambda e}\cos M - \cos\lambda_{Te}\cos\varkappa_{\lambda e}\sin M}{\cos\lambda_{Te}\sin\varkappa_{\lambda e}\sin M + \cos\lambda_{Te}\cos\varkappa_{\lambda e}\cos M} = \frac{\sin\varkappa_{\lambda e} - \cos\varkappa_{\lambda e}\,tgM}{\sin\varkappa_{\lambda e}\,tgM + \cos\varkappa_{\lambda e}}, \qquad (17')$$

oder

$$tg\,\varkappa_\lambda = \frac{tg\varkappa_{\lambda e} - tgM}{tg\varkappa_{\lambda e}\,tgM + 1} \text{ etc.} \qquad (17'')$$

Es ist ersichthih, dass wenn M=O, dann $\varkappa_\lambda = \varkappa_{\lambda e}$, was zu erwarten war.

Ardere Amvendungsmöglichkeiten der Relation (1o), (13), (15) und (17) in den verschiedenen Sonderfällen der Arbeit sind für $\varkappa = \varkappa_{\lambda e} = 9o^0$; $\varkappa_\lambda = \varkappa_{\lambda e} = 0^0$; $\lambda_T = \lambda_{Te} = 0$; $\lambda_T \gtrless 0$ etc.

Wenn man sich z.B. auf die Relation (13) für $\varkappa_{re} = 9o^0$ bezicht, folgt daraus :

$$\sin\lambda_T = \sin\lambda_{Te} \text{ d.h. } \lambda_T = \lambda_{Te} \text{ etc.}$$

Nimmt man den Fall des Zylindrischdrehens unter den Bedingungen der Lage "null" der kinematischen und konstruktiven Bezugssysteme, geht hervor, doss G=H=L=M=N=O; T ≠ O ($tgT = s_r/\pi d$) und folglich cos(3,1)=cos(1,2)=cos(3,2)=cos(1,3)=cos(2,3)=O; cos(1,1)=1; cos(2,2)= =cosT; cos(3,3)=cosT.

Mit diesen Grössen werden die Relationen (1o) und (15) :

$$tg\varkappa_{re} = \frac{\cos\lambda_T\sin\varkappa_r}{\cos\lambda_T\cos\varkappa_r\cos T} = \frac{tg\varkappa_r}{\cos T}, \text{ d.h. } \varkappa_{re} > \varkappa_r. \qquad (15'')$$

Beachten wir die Bedentung des Winkels T, werden die Relationen (1o") und (15") :

$$\sin\lambda_{Te} = \frac{\sin\lambda_T}{\sqrt{1+(\frac{s_r}{\pi d})^2}} = \frac{\pi d.\sin\lambda_T}{\sqrt{(\pi d)^2 + s_r^2}}, \qquad (1o'')$$

bzw

$$tg\varkappa_{re} = tg\varkappa_r\sqrt{1 + (\frac{s_r}{\pi d})^2} = \frac{tg\varkappa_r}{\pi d}\sqrt{(\pi d)^2 + s_r^2}. \qquad (15'')$$

Ähnlich kann man die Werte der Winkel $\lambda_{Te}, \lambda_T, \varkappa_{re}, \varkappa_r$, im Falle jeedwelchen spanlasen Bearbeitungsverfahrens, in anderen Arbeistsfedingungen ab die oben aufgezeigten, bestimmen. Man nimmt z.B. den häufig beim Drehen, Bohren und Früsen u.z.w auftretenden Fall, dass der effektive mit dem konstruktiven Aufban ($P_{re} \equiv P_r$) zusammenfält. Um die Kosinusse der Winkel (i,j) zu bestimmen, muss

man zuerst die Lagen der Achsen X_f, Y_f, Z_f, bzw X_{fe}, Y_{fe}, Z_{fe} kennen, die von den Winkeln G, H, L, bzw M, N, T [1] in der gegebenen Bedingung bestimut werden.

So geht für diesen Fall der Bearbeitung hervor, dass G=M; H=N; L≠0; T≠0, und es wird ersichtlich, dass cos(1,1)=1; cos(2,1)=0; cos(3,1)=0; cos(1,2)=0; cos(2,2)=cos(T-L); cos(3,2)=sin(T-L); cos(1,3)=0; cos(2,3)=-sin(T-L); cos(3,3)=cos(T-L).

In diese Fall wird z.B die Relation (17) :

$$tg\chi_r = \frac{\cos\lambda_{Te}\sin\chi_{re}}{\cos\lambda_{Te}\cos\chi_{re}\cos(T-L)-\sin\lambda_{Te}\sin(T-L)} =$$

$$= \frac{\sin\chi_{re}}{\cos\chi_{re}\cos(T-L)-tg\lambda_{Te}\sin(T-L)} \quad \text{etc.}$$

LITERATURANGABEN

1. Pop, I., Grozav, I. - Aplicaţii matematice la studiul geometriei sculelor aşchietoare. Partea I-a. Bul. IPTVT, Tom 29 (43), 1984.

2. Pop, I., - Proiectarea sculelor aşchietoare, vol.I. Ed. III. Lit. IPTVT, 1984.

APLICATII MATEMATICE LA STUDIUL GEOMETRIEI SCULELOR ASCHIETOARE

(Partea II-a)

Rezumat

In a II-a parte a acestui articol sînt prezentate relaţiile generale de calcul ale următoarelor unghiuri λ_{Te}, λ_T, χ_{re} şi χ_r.

Cîteva rezultate numerice ale unghiurilor care au fost determinate prin această metodă, sînt prezentate pentru cîteva cazuri particulare ale procesului de aşchiere.

Buletin Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

INFLUENTA UNOR FACTORI TEHNOLOGICI ASUPRA PROPORTIEI DE FERITA DIN OTELURILE INOXIDABILE AUSTENITICE

M.Truşculescu , I. Mitelea , O. Takacs, R. Făc

1. Introducere

Este cunoscut faptul că în structura oţelurilor inoxidabile austenitice pot apare anumite cantităţi de ferită, care ating valori de pînă la 15 % şi uneori chiar mai mari. Prezenţa unei proporţii relativ mari de ferită în structură, provoacă dificultăţi la prelucrarea prin deformare plastică la cald a oţelului, lucru deosebit de evident în cazul extrudării ţevilor. In literatură se menţionează faptul că sceaterea de ţevi bune este invers proporţională cu cantitatea de ferită. De aceea, la fabricarea acester ţevi se impun restricţii foarte severe privind cantitatea de ferită, proporţia maximă admisibilă fiind de obicei de 2- 3 %.

Modalităţile principale de influenţare a conţinutului de ferită din structura oţelurilor inoxidabile austenitice sînt :

a. Alegerea unei compoziţii chimice, în limitele mărcii de oţel, care să plaseze elementele de aliere alfagene spre limita inferioară a conţinuturilor prescrise, iar pe cele gamagene spre limita superioară.

b. Adoptarea unui regim de încălzire înainte de deformarea plastică la cald care să asigure punerea în soluţie a feritei şi să nu permită separarea suplimentară a acesteia.

Prezenta lucrare sintetizează o parte din rezultatele experimentale obţinute, acţionînd în special asupra temperaturii de încălzire pentru deformare plastică.

2. Materialul şi metodica de cercetare

Investigaţiile experimentale au fost efectuate pe 7 şarje industriale din oţel inoxidabil austenitic stabilizat cu titan (12TiNiCr 18e) destinat fabricării ţevilor prin procedeul de extrudare.

Elaborarea s-a făcut într-un cuptor electric iar afinarea

finală, într-o instalaţie VOD. Sarjele au fost turnate în lingouri invers conice de 6,3 t/buc şi concomitent s-au turnat probe care au fost forjate la pătrat de cca 35 mm. Pe aceste probe s-au făcut determinări de compoziţie chimică şi ale conţinutului de ferită. In vederea urmăririi variaţiei cantităţii de ferită din oţelul turnat în cursul procesului de încălzire pentru deformare plastică, probele de la turnare au fost debitate pe direcţie longitudinală în patru bucăţi egale şi apoi supuse ciclului termic din fig.1. In acest fel s-a încercat simularea proceselor care au loc în timpul încălzirii lingourilor, exceptînd eventuala contribuţie a gradului de deformare platică asupra proporţiei de ferită.

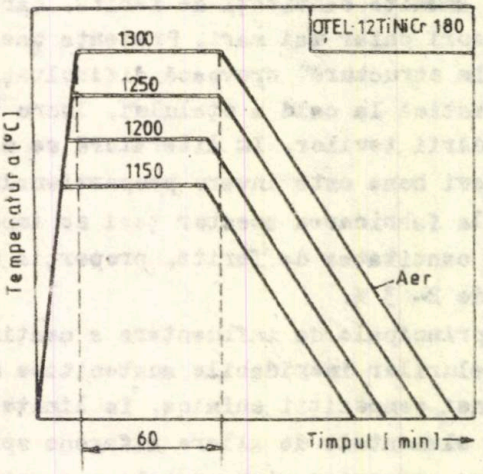


Fig.1.Ciclul de tratament termic aplicat probelor cercetate.

2. Rezultate experimentale

In tab.1 se prezintă compoziţia chimică a şarjelor examinate şi cantitatea de ferită existentă în probele forjate. Se remarcă faptul că oţelul a fost elaborat îngrijit, avînd un conţinut foarte scăzut în carbon pentru a se preîntîmpina formarea unei cantităţi mari de carburi, cu implicaţii în diminuarea rezistenţei la coroziune. De asemenea, este respectată condiţia ca $\%Ti \geq 5\%C$, împiedicîndu-se astfel precipitarea cromului din soluţia solidă sub formă de carburi şi iniţierea coroziunii intercristaline.

Aşa cum era de aşteptat, cele mai mari cantităţi de ferită din structură apar la şarjele de oţel cu concentraţii mai mari în elemente feritizante, respectiv mai mici în elemente stabilizatoare

ale fazei γ.

TABELUL 1 Compoziţia chimică a şarjelor de oţel cercetat

Nr. crt.	Compoziţia chimică [%]								% Ti / % C	% Cr / % Ni	% Cr_e / % Ni_e	Cantitatea maximă de F din probe turnate
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Ti				
1.	0,03	0,46	1,44	0,032	0,015	9,0	17,70	0,32	10,6	1,96	1,79	14,5
2.	0,04	0,27	1,53	0,039	0,016	9,55	18,0	0,40	10,0	1,88	1,67	16,5
3.	0,03	0,52	1,47	0,030	0,012	9,43	17,57	0,27	9,0	1,86	1,70	16,5
4.	0,04	0,23	1,15	0,028	0,025	9,52	17,95	0,26	6,5	1,88	1,66	12,0
5.	0,04	0,35	1,74	0,028	0,018	10,0	17,57	0,30	7,5	1,75	1,54	9,0
6.	0,04	0,44	1,57	0,034	0,011	9,80	17,25	0,39	9,75	1,76	1,58	15,5
7.	0,07	0,42	1,59	0,040	0,010	10,11	17,97	0,45	6,43	1,78	1,5	15,0

$\%Cr_e = \%Cr + \%Mn + 2\%Al + 2\%Ti + \%Nb + \%W + 0,5\%Ta + 1,5\%Si$
$\%Ni_e = \%Ni + 30(\%C + \%N) + 12\%B + \%Co + 0,5\%Mn$

Repartiţia feritei pe secţiunea transversală a probelor luate la turnare şi forjate la pătrat de cca 35 mm este arătată în fig. 2. Din analiza acestor date se desprinde observaţia că şi la dimensiuni relativ mici ale probelor, apar segregaţii importante ale feritei, chiar de peste 5 %, funcţie de poziţia punctului în care se face determinarea. La toate probele cercetate, conţinutul maxim de ferită se situează pe un inel cu raza egală cu jumătate din distanţa de la centru la marginea probei. Zonele marginale precum şi centrul probelor indică valori mai mici ale proporţiei de ferită. Explicaţia acestor fenomene are la bază probabil, neomogenităţile de compoziţie chimică pe secţiunea transversală a semifabricatelor coroborate cu valorile diferite ale gradelor de subrăcire aplicate.

Variaţia conţinutului de ferită funcţie de ciclul termic de încălzire a probelor din oţel turnat în vederea deformării plastice ulterioare este arătată în tabelul 2. Pentru prima şarjă de oţel, dependenţa între cele două variabile este redată în fig.3, legitatea de variaţie fiind similară din punct de vedere calitativ şi pentru celelalte şarje.

Rezultatele obţinute evidenţiază o scădere uşoară a proporţiei de ferită din structură cu creşterea temperaturii de încălzire de la 1150 la 1250°C. Depăşirea valorii critice, de 1250°C, provoacă o

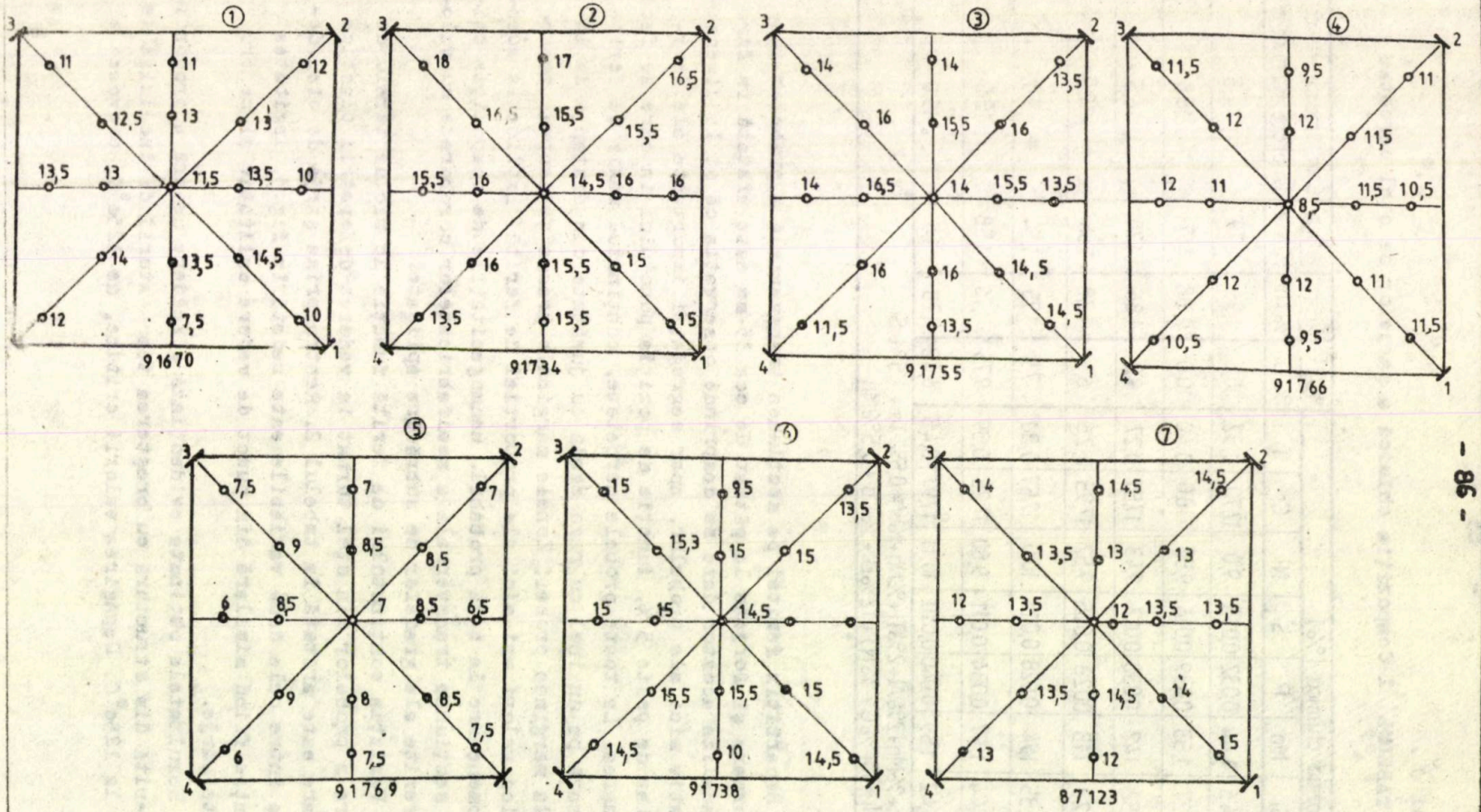


Fig.2. Distribuția cantitativă a feritei pe secțiunea transversală a probelor.

creştere semnificativă a cantităţii de ferită, fenomen care se explică prin atingerea liniei NJ din diagrama sistemului cuaternar Fe-Cr-Ni-C pentru conţinuturi constante în Cr (18%) şi Ni(8%).

TABELUL 2. Influenţa temperaturii de încălzire asupra cantităţii de ferită

Nr. crt.	Proporţia de ferită după încălzire la diferite temperaturi				
	T = 20°C (stare netratată)	T = 1150°C	T= 1200°C	T = 1250°C	T = 1300°C
1.	13,5	2,2	1,8	1,4	4,0
2.	15,7	4,6	4,4	3,2	8,6
3.	15,6	3,0	2,8	1,8	7,2
4.	11,6	2,4	1,8	0,6	2,0
5.	8,7	1,0	0,6	0,4	1,6
6.	15,2	4,0	3,6	2,4	7,7
7.	13,5	3,8	4,2	2,6	6,5

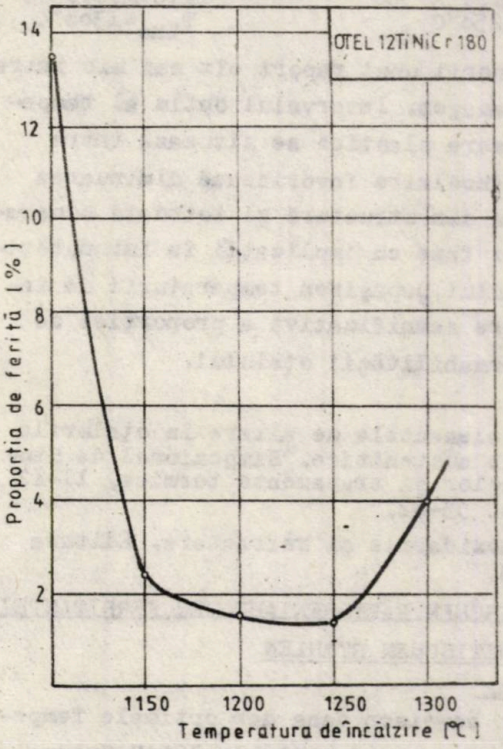


Fig.3. Variaţia cantităţii de ferită cu temperatura de încălzire.

Investigaţiile metalografice efectuate asupra probelor cercetate, reliefează pe de o parte, micşorarea cantităţii de ferită în intervalul temperaturilor de încălzire de 1150-1250°C(fig.4.5.1) iar pe de altă parte o uşoară tendinţă de globulizare a acesteia,cu implicaţii în îmbunătăţirea deformabilităţii oţelului.Conform fig.6 la temperaturi de încălzire de peste 1250°C se constată o creştere a cantităţii de ferită din structură şi deci o înrăutăţire a capacităţii de deformare plastică.

4. Concluzii

Pentru obţinerea unei proporţii cît mai reduse de ferită în semifabricatele de oţel 12TiNiCr18o ce urmează a fi extrudate se impune în primul rînd reglarea

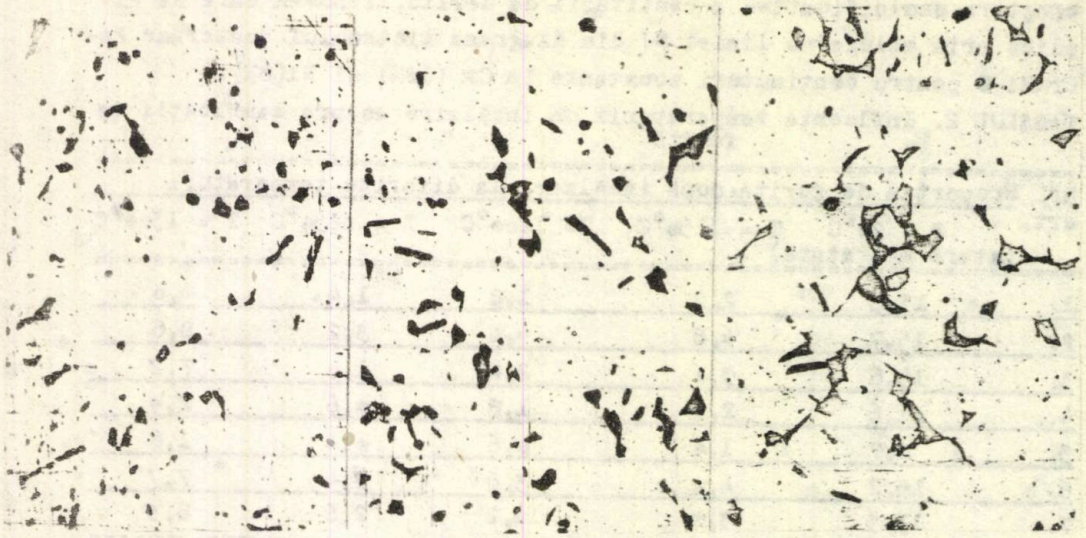


Fig.4.M.O. x 500 $T_{înc}$= 1160°C

Fig.5. M.O. x 500 $T_{înc}$= 1250°C

Fig.6.M.O.x500 $T_{înc}$=1300°C

compoziţiei chimice în vederea obţinerii unui raport cît mai mic între elementele cu caracter alfagen şi gamagen. Intervalul optim al temperaturilor de încălzire pentru deformare plastică se situează între 1150-1250°C. Aceste temperaturi de încălzire favorizează diminuarea considerabilă a cantităţii de ferită din structură şi totodată o uşoară tendinţă de globulizare a acestei faze cu implicaţii în îmbunătăţirea capacităţii de deformare a oţelului. Depăşirea temperaturii de încălzire de 1250°C provoacă o creştere semnificativă a proporţiei de ferită şi deci o înrăutăţire a deformabilităţii oţelului.

5. Bibliografie

1. Mitelea I, Takacs O. Rusu B. - Ferita şi elementele de aliere în oţelurile inoxidabile austenitice. Simpozionul de Studiul metalelor şi tratamente termice, 11-12 dec 1981. p. 55-62.

2. Truşculescu M. Ieremia - Oţeluri inoxidabile şi refractare. Editura Facla 1983.

DER EINFLUSS EINIGER TECHNOLOGISCHEN FAETOREN AUF DEN FERRITANTEIL IN ROSTFREIEN AUSTENITISCHEN STÄHLEN

Zusammenfassung

Experimentelle Untersuchungen beweisen dass der optimale Temperaturbereich für die plastische Verformung des Stahls 12TiNiCr18o, 1150- 1250°C ist.

Dieser Temperaturbereich verringert den Ferritanteil im Gefüge und der Ferrit zeigt eine Tendenz zur Kugelformbildung. Diese Änderungen führen zu einer besseren Verformbarkeit des Stahls.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANICA 1984

COMPUTER PROGRAM FOR ELABORATING MACHINING CHARTS FOR TYPE WORKING PROCESSES AND GROUP TECHNOLOGIES

Micşa I., Pircea I.

1.Itroduction

The decision to elaborate machining charts by means of a computer has been made because of the advantages the computer has over the man-made data processing.

The most important advantages are:

- the rapid and accurate performance of a large number of computation;
- the technologist is relieved of a number of routine activities;
- the use of the computer for printing the machining charts in the form in which they can be used in the workshop without a prior result processing.

In order to make a computer program to meet these requirements,a detailed analysis of the current methodology for elaborating machining charts has been performed.The analysis has been correlated with the possibilities of the computer language without reducing the program funtions or generating ambiguities.

2.Procedure

There follow the steps in elaborating nine computer programs for nine type technologies referring to three families of parts,shaft,case and shield making up the electric motors manufactured at the "Electromotor" Enterprise in Timişoara.

1.Analysis of current operating processes.

2.Data gathering about the tools,devices,measuring instruments,the dimensional,kinematic and precision characteristics of the machine-tools.

3.Elaboration of the type technology for each part group depending on type and dimensions.At this stage the shop drawing has been modified as regards the drawing dimensions (the numbers have been replace by letters).Thus,a drawing becomes representative of whole part family.There is a complete agreement between the mark system in drawings and the marks used in the listings resulting from the program runnig.

Thus a qualitative as well as a quantitative description of the listing operations is obtained.The drawing attached to the listing gives information regarding the geometric form,tolerances imposed on dimensions the accuracy of the reciprocal position, surfaces roughness and other technical conditions.Each drawing has a table of initial data attached to it,which must be filled in by the user in order to start the program running.All the initial data are taken from the drawing,no computations being necessary.

4.Establisment of machining chart elements (stage succession,tools,devices,measuring instruments).Defining the tables of numbers and letters and codifying the elements of each machining chart into a writing matrix.

5.Elaboration of subroutines for the working parameters of the cutting process,for the working times and the auxiliary time.

The last two steps are the most important and at the same time the most laborious of all.

Structurally the program is made up of segments.The root segment plays the role of introducing the initial data and of managing the subroutines equal in number to the number of operations during the operating process.

Although the functions and the structure of subroutines are very different,several main characteristics are common to the majority.Among them we distinguish:

-the introduction of speed and feed ranges of the machine-tool;

-the calculation of working parameters and the selection of the values corresponding to the speed and feed within

Product : Electric Motor 83-85-225M 45x1500 — Part : Shaft

Drawwing Number : P - 37421 — Material: OL 50 STAS 500/2-63 — Section : 11

Operation : Turning — Workshop : 112

Machine-Tool : Lathe — Model : Magdemburg — Firm : G.D.R.

Devices : Copying pattern U 28998 — Cooling : Emulsion

Devices : Center U 28997 — Cheeked :

Data :

Stage	Tool			Measuring Instrument		Cutting parameters	Working Time	Auxiliary Time
	Name	Drawing standart	Material	Name	Code or standard			
o.	1	2	3	4	5	6	7	8
Clutching								1.00
Turning	Lathe		P 20			N = 710	2.172	0.26
D 5 x L 14	Cutter							
D 5 INT = 72.00	Magdeb					S = 0.35		
L 14 NOM=542.5	35x45					I = 1.0		
Cycle Setting								
According to								
Draving								
Turning								
D 6 x L 19								
D 6 INT = 60.0	Lathe		P 20			N = 710	0.603	0,15
L 19 NOM=147.5	Cutter					S = 0.35		
	Magdeb							
	35x45					I = 1.0		

0	1	2	3	4	5	6	7	8	
Cycle Setting									
According to									
Drawing									
Copying									
Turning	Lathe		P = 2o			N = 71o	2.172		o.15
L 14 = 542.5	Cutter					I = 1.o			
D 1o NOM = 4o.o	Magdeb					S = o.35			
D 8 NOM = 49.9	4ox4o				Vernier				
D 9 NOM = 69.5				STAS	Calli-				
D 7 NOM = 5o.3				1373-	pers				
D 6 NOM = 57.o				73	3oo				
D 5 NOM = 7o.o					Accuracy				
Releasing					o.1				1.o
Tolerances				T 42o	Gauge				o.9
According to					Ext.				
Drawing					D 5				
Self									o.1
Control D 5									
Unit Time = 5,4	Preparing Time = 25.ooo		Technical Time = o.245			Checking Time = o.o			
NO. of Parts = 1oo	Working Time = 1.695		Auxiliary Time = 3.21						

Table 1. Machining chart for copying turning obtained on computer. This matrix is an image of the original form printed by the compu'er. Having no possibility of multiplying it clearly, the table has been typed with its contents unaltered but the spaces slightly changed.

the machine-tool range;

-the calculation of the working time for the determination of the time norm;

-the printing of the machining chart.

3.Conclusions

The testing of the nine programs (with a total number of about 8ooo cards) has shown the possibility to obtain machining charts identical with those made manually,but with a number of advantages among which we mention.

The small volume of information necessary for starting the program can be concentrated on 4-18 cards at the most.

The user's intervention for running the program is not necessary.

The computer time varies between 27 and 8o seconds during which the initial data are assimilated,the essential calculations for obtaining the machining charts are performed and the printing of the charts is made.

The number of charts varies in terms of the part family,type and dimensions between 6 and 19.

The machining charts have a form which can be used readily in the workshop at different stations.

As an example,table 1 shows a machining chart obtained after running the program specific for the shafts in the range 18o-225.

The programs can yield machining charts for certain operations in multiple variants depending on the actual conditions and choosing the desired variant.

The transfer of one operation from one machine-tool to another brings about modifications of the working parameters because of the differences in values within the speed and feed ranges.

The program allows a new processing of data in just a few minutes.

The parameter calculation is performed on the basis of the relationships recommended in literature.

The values included in the formulae are introduced explicitly,the user having the possibility to modify any parameter in order to make it agree with the actual condition.

The calculation of the working time and of the times making up the unit time was performed on the basis of analy-

tical relations and of the values recommended in time normative books used in enterprises.

The program makes possible the elaboration of the working process as a machining chart for any part that has the geometric form similar to the form of the part representative for the type or group technology.

The parts with a simpler geometry will be assigned in the initial data set the value zero for the length of the non-existent surfaces which will be ignored by the program.

In conclusion these programs are very effective instruments considering the computer time and the ease with which they can be utilized.

Literature

1.Micşa I..Tehnologia construcţiei de maşini,Vol.1, Litografie I.P.Timişoara 1981.

2.Savii Gh.,Pircea I.,Elaborarea documentaţiei tehnologice pe calculatorul electronic.Lucrările sesiunii de comunicări ştiinţifice a Institutului politehnic Cluj-Napoca,28-29 octombrie 1978.

3.Picoş C.,ş.a.,Calculul adaosurilor de prelucrare şi al regimurilor de aşchiere.Editura tehnică,Bucureşti, 1974.

4.Pop I.,Micşa I.,Pircea I.,Cojerean P.,Filip P.,Popşor A.,Hy E,,Introducerea pe calculator a tehnologiei de fabricaţie pentru unele componente de la electromotoare.Contract de cercetare ştiinţifică Nr.2o2/1979.

PROGRAM DE CALCUL PENTRU ELABORAREA DOCUMENTATIEI TEHNOLOGICE LA NIVEL DE PLAN DE OPERATII PENTRU PROCESE TEHNOLOGICE TIPIZATE SI TEHNOLOGII DE GRUP

Rezumat

Lucrarea prezintă principalele caracteristici ale programului de calcul,etapele parcurse şi avantajele obţinute în urma testării,evidenţiind posibilitatea obţinerii unor plane de operaţii identice din punct de vedere al conţinutului cu cele realizate pe cale manuală dar într-un interval de timp de ordinul minutelor şi cu un minim de activităţi pregătitoare.

Bulletin Scientifique et Technique
de
l'Institut Polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara
Tome 29(43) Mécanique 1984

RECHERCHES CONCERNANT L'APPAREIL DE COUPE À DEUX LAMES UTILISE AUX FAUCHEUSES

Dănilă I.

1. Considérations générales

Les appareils de coupe à deux lames, bien qu'ils ne représentent plus, depuis longtemps, une nouveauté pour la technique agricole et bien qu'ils aient des avantages nets en comparaison avec les appareils traditionnels (à doigts), ne sont plus fabriqués que par quelques usines. Surtout l'appareil de coupe à deux lames aux bras de soutènement oscillatoires - le seul qui puisse réaliser le fauchage des prés dans les prairies naturelles riches en graminées pérennantes - n'est fabriqué que par deux usines d'Europe dont une est l'usine "Tehnometal" de Timişoara. Les réserves des fabricants de machines agricole à l'égard de la production de cet appareil de coupe ne sont pas dues aux difficultés d'ordre technologique, puisque celles - ci ne sont point significatives, l'inconvéniant essentiel consistant dans le manque des données et méthodes nécessaires à l'établissement des projets pour les composants. On présente à cet égard une méthode de calcul de la puissance nécessaire pour l'antrainement des lames de l'appareil de coupe.

2. Considérations concernant les forces qui agissent sur la lames

Dans le processus de travail, les lames de l'appareil de coupe effectuent un mouvement harmonique de rotation par rapport aux axes sur lesquels sont fixés les bras oscillatoires. Les mouvements des deux lames sont déphasés de π rad. L'entraînement des lames est réalisé, d'habitude, par un mécanisme bielle-manivelle. Les lois de mouvement d'une lame [1] peuvent être:

$$x = r(1 - \cos\omega t)$$
$$v_x = \omega r \sin\omega t \qquad (1)$$
$$a_x = \omega^2 r \cos\omega t$$

où r et ω représentent le rayon, respectivement la vitesse angulaire de la manivelle.

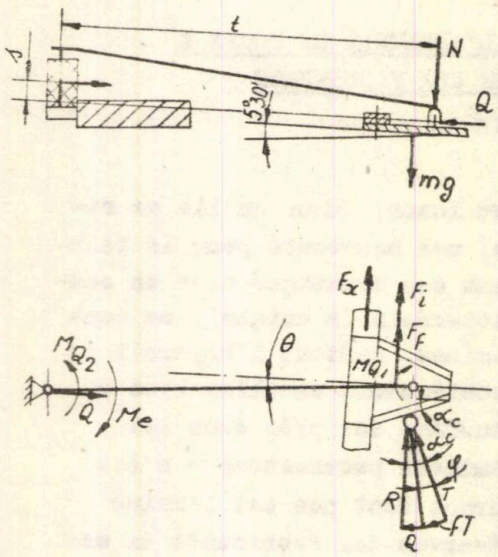


Fig. 1. Schéma des forces qui agissent sur la lame

Sur les lames agissent les forces suivantes: (fig. 1):

a. La force d'inertie F_i

$$F_i = ma_x \qquad (2)$$

où m représente la masse des éléments entraînés en mouvement.

$$m = m_c + k_1 m_b + k_2 m_h \qquad (3)$$

où: m_c - masse de l'ensemble lames m_b - masse de la bielle; m_h - masse des bras oscillatoires; k_1 - coefficient de répartition (distribution) de la masse de la bielle sur l'articulation des lames [2], $k_1 = 0,5 + 0,41\lambda - 0,17\lambda^2$ si $\lambda = r/L$; r - rayon de la manivelle; L - longueur de la bielle; k_2 - coefficient de distribution de la masse des bras de soutènement

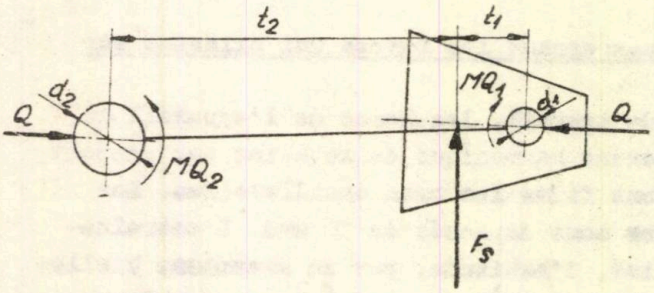


Fig. 2. Schéma de calcul de la force F_s

b. La force de frottement entre les lames F_f

$$F_f = f(N + m_c g) \qquad (4)$$

où: f - coefficient de frottement entre les lames (f = 0,25 - 0,3); N - résultante des forces de pression des bras oscillatoires sur les lames, $N = BN_b/p_b$; B - largeur (de l'aire) de travail; N_b - force de pression d'un seul bras (N_b = 12-14

daN); p - pas des bras de pression; g - accélération gravitationnelle.

c. La force de résistance R pour le fauchage des plantes

$$R = \frac{L_o F z}{x_t} = \frac{L_o h_m B}{2(S-a-b)} \qquad (5)$$

où: L_o - travail spécifique pour le fauchage des plantes (L_o = 2-4 cm N/cm^2) F - aire de travail d'une lame dans la phase active d'après [2], $F = h_m p/2$; h_m - alimentation des lames; p - pas des lames; x_t - longueur de la zone de fauchage, $x_t = x_2 - x_1$; x_1 - déplacement de la lame au début du coupage, $x_1 = b$; b - demidistance entre les arêts actifs des lames voisines; x_2 - déplacement des lames à la fin du coupage, $x_2 = S-a$; S - course des lames; a - demi-largeur de la pointe de la lame.

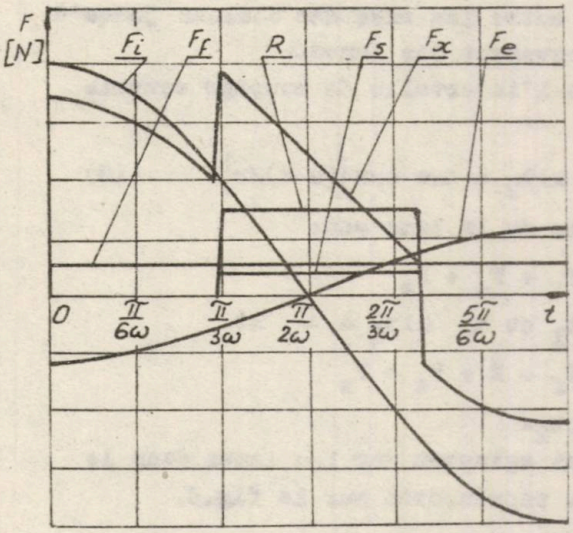


Fig. 3. Diagramme de la variation des forces qui agissent sur les lames

d. La force d'elasticité des bras F_e:

$$F_e = - F_{e\,max} \cos \omega t \qquad (6)$$

où $F_{e\,max} = k_e rB/p_b$; k_e - constante élastique d'un bras.

e. La force équivalente de résistance F_s due au frottement aux extrémités des bras oscillatoires par la poussée vers l'arrière des lames pendant le fauchage (fig. 2).

La force de pousse des lames vers l'arrière est:

$$Q = R\,tg(\alpha_c - \varphi) + cB = \frac{L_o B h_m\, tg(\alpha_c - \varphi)}{2(S-a-b)} + cB \qquad (7)$$

où c représente la pression spécifique des plantes due à leur pliage vers l'avant pendant le processus de travail; c = 50-80 N/m.

Aux extrémités des bras oscillatoires prennent naissance des moments de frottement:

$$M_{Q1} = d_1 f_1 Q/2; \qquad M_{Q2} = d_2 f_2 Q/2; \qquad (8)$$

où: f_1 - coefficient de frottement dans le couple d'attache entre le bras et le boulon de la lame: $f_1 = 0{,}25\text{-}0{,}3$; f_2 - coefficient de frottement interne du manchon élastique; d_1 et d_2 les diamètres des boulons.

La force de mise en mouvement résulte de:

$$F_s = \frac{Q}{2}\left(\frac{f_1 d_1}{t_1} + \frac{f_2 d_2}{t_2}\right) \qquad (9)$$

où: t_1 et t_2 sont les distances entre les axes des boulons jusqu'à l'axe de la barre de mise en mouvement des lames.

La force R n'agit que dans l'intervalle de coupage compris entre les phases ωt_1 et ωt_2:

$$\omega t_1 = \text{arc cos}\left[(r-b)/r\right]; \quad \omega t_2 = \text{arc cos}\left[(a-r)/r\right] \qquad (10)$$

La résultante des forces de la lame est:

$$F_x = F_i + F_f + F_e + F_s$$

dans les intervalles de 0 a ωt_1 et de ωt_2 à π, et

$$F_x = F_i + F_f + R + F_e + F_s$$

dans l'intervalle de ωt_1 à ωt_2.

La variation des forces qui agissent sur les lames dans le cadre d'un cycle de travail est représentée sur la fig.3.

3. Le calcul de la puissance de mise en mouvement

La puissance effective pour la mise en mouvement des lames de l'appareil de coupe est en fonction de temps, puisque autant la résultante des forces qui agissent sur la lame F_x, que la vitesse de la lame sont des fonctions de temps.

La puissance effective pour la mise en mouvement des deux lames de l'appareil de coupe est calculé à l'aide de la relation:

$$P(t) = 2F_x \cdot v_x \qquad (11)$$

La variation de la puissance effective P(t) dans les limites d'une course de la lame est représentée dans le diagramme de la fig. 4.

La puissance de mise en mouvement de l'appareil de coupe représente la moyeune de la puissance effective et elle est calculée à l'aide de la relation suivante, en utilisant le diagramme P(t):

$$P_m = \lambda_1 A / t_c \qquad (12)$$

où λ_1 - échelle de l'ordonnée du diagramme P(t); A - aire de la surface comprise entre la courbe P(t) et l'abscisse (l'aire de la surface située sous l'axe sera soustraite); t_c - longueur du dia-

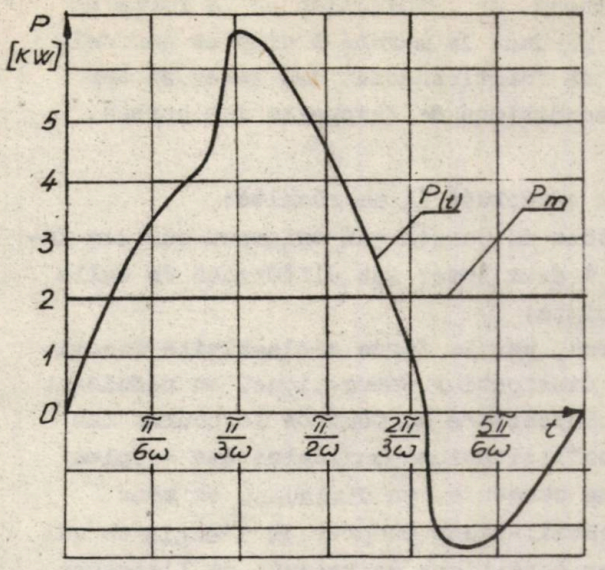


Fig. 4. Le diagramme de variation de la puissance

gramme sur l'axe de l'abscisse.

4. Concernant l'autoréglage du jeu entre les lames tranchantes

La force Q de poussée vers l'arrière des lames (fig. 1) est transmise à la barre porte-bras par l'intermédiaire des manchons elastiques. Habituellement, aux constructions existentes, les manchons élastiques sont montés au niveau des lames tranchantes. Si les manchons élastiques de soutènement des bras oscillatoires de la lame superieure sont disposés plus haut que celle-ci respectivement à la distance "s" vis-à-vis des boulous d'appui des bras sur la lame, il se crée (il paraît) un moment M_Q qui engendre une force de pression N_Q. Cette force sera calculé par la relation:

$$N_Q = Qs/t \qquad (13)$$

où: s - bras de la force Q; t - longneur du bras oscillatoire.

Dans la situation de l'existance de la force N_Q l'équation (4) devient:

$$F_f = f(N + N_Q + m_c g) \qquad (14)$$

La force N_Q résultée à la suite d'un tel montage contribue à la diminution du jeu entre les lames et agit de concert avec la force N de pousée des bras oscillatoires. Puisque la force N_Q est due à la force Q de poussée vers l'arrière de la lame, comme suite de l'action des lames sur les plantes, il s'ensuit qu'elle paraît seulement dans la phase de coupage. Donc elle contribue à la diminution du jeu entre les lames tranchantes seulement dans la phase active des lames exactement au moment ou cela est nécessaire pour assurer le coupage des tiges des herbes. Par un tel montage des manchons élastiques de soutènement des bras oscillatoires de la lame supérieure ou obtient une diminution du préten-

sionnement initial des manchons, une diminution de la force de frottement entre les lames pendant la marche à vide et par cela l'augmentation de la durée de fonctionnement des lames et des manchons et de meilleures conditions de fauchages des herbes.

5. Conclusions

Conformément à l'étude effectuée il en résulte:

- la structure du système de forces qui agissent sur les lames de l'appareil de coupe à deux lames est différente de celle de l'appareil de coupe à doigts;

- les bras oscillatoires, par la force d'élasticité fonctionnent (agissent) comme un dissipateur énergétique, au réduisant l'intensité de la force perturbatoire au bout de la course des lames, respectivement les sollicitations maximales des couples cinématiques du mécanisme de commande, en diminuant en même temps, les amplitudes des oscillations propres de l'engin ce qui aboutit à l'amélioration des conditions de travail de l'agregat tout entier;

- la force normale entre les lames tranchantes paires crée par le tensionnement radial des manchons élastiques afin de limiter le jeu entre les lames constitue une sollicitation supplémentaire pour l'élement élastique qui mène à la déterioration rapide du matériel dont ils sont fabriques;

- l'énergie consommée par l'appareil de coupe à deux lames est sensiblement supèrieure à l'énergie consommée par l'appareil de coupe à doigts du fait qu'à la même largeur de fauchage et au même régime de travail la masse entrainée en mouvement est plus grande;

- les relations établies dans l'étude servent autant au calcul des forces qui agissent sur les lames de l'appareil de coupe qu'à celui de la puissance nécessaire pour la mise en marche et les résultats obténus peuvent se trouver à la base du dimensionnement des éléments du mécanisme de commande des organes actifs des faucheuses.

BIBLIOGRAFIE

1. Dănilă I. - Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., seria mecanică, Tom 24 (38), fas.2 - 1979
2. Dănilă I. - Maşini agricole de recoltat - Lit.IPT.1981.

Primită la redacţie la 10.11.1983

CERCETARI PRIVIND APARATUL DE TAIERE CU DOUA CUTITE FOLOSIT LA COSITORI

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a forţelor care acţionează asupra lamelor aparatului de tăiere cu două cuţite.

Bulletin scientifique et technique
de
l'Institut polytechnique "Traian Vuia" Timişoara
Tom 29(43) MECANIQUE 1984

CONTRIBUTIONS A L'ETUDE DES ATTELAGES COMPLEXES UTILISES POUR LA PREPARATION DES LITS DE SEMENCES

Şandru A., Bumbar V., Mocioiu E., Mocioiu I.,
Iakab St., Tomele S.

1. Considérations générales

La maniére dont on prépare le lit des semences parallèlement aux travaux de fertilisation et de destruction totale des mauvaises herbes, determine la quantité et la qualité des récoltes. D'habitude ces travaux ont lieu successivement, en faisant passer à plusieurs reprises les agrégats formés de tracteurs et de machines agricoles adéquats.

Afin de réduire la quantité de carburants consommée et le nombre de parcours de l'agrégat sur le terrain, en concordance avec les exigences agrotechniques, on recommande l'emploi des agrégats complexes formés d'un tracteur et de plusieurs machines agricoles.

La figure 1 présente le schéma d'un agrégat complexe formé du tracteur 1, la machine d'epandage des engrais 2, l'équipement à détruire les mauvaises herbes 3, la herse à disques 4 et un rouleau ou une herse à dents réglables 5.

La figure 2 présente le schéma de l'ágrégat complexe formé du tracteur 1, la machine d'épandage des engrais 2, l'equipement pour destruction totale des mauvaises herbes 3, la machine combinée à préparer le lit de semences 4, des rouleaux ou des herses.

2. Calcul des agrégats

La différence essentielle entre les agrégats formés d'aprés le schéma 1 et 2 consiste en l'emploi des herses à disques pour le premier cas et des machines combinées pour le second.

En vue de la constitution de l'agrégat, on a étudié les

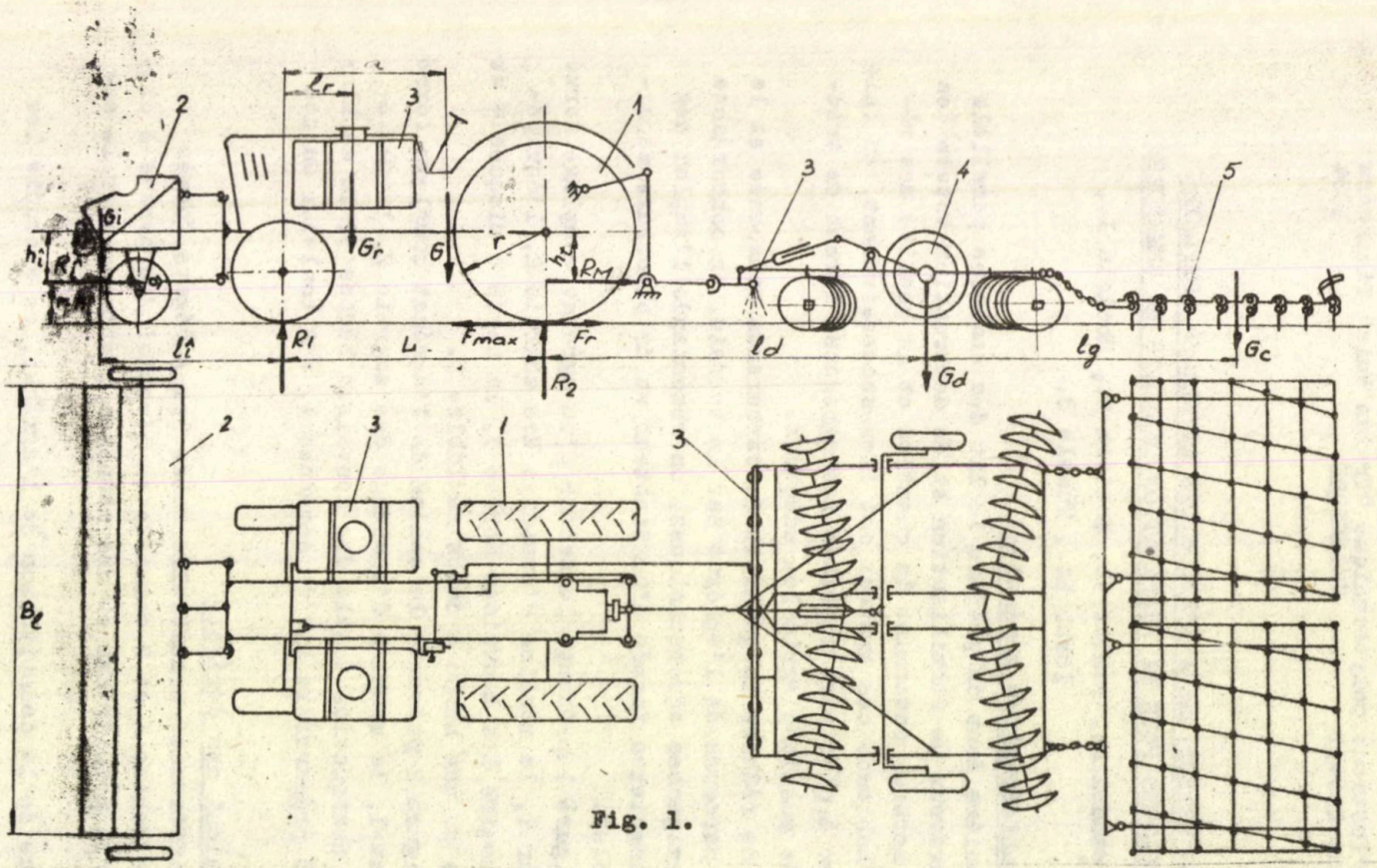


Fig. 1.

SCHEMA DE L'AGREGAT COMPLEXE DESTINE A PREPARER LE LIT DES SEMENCES UTILISANT LA HERSE A DISQUES

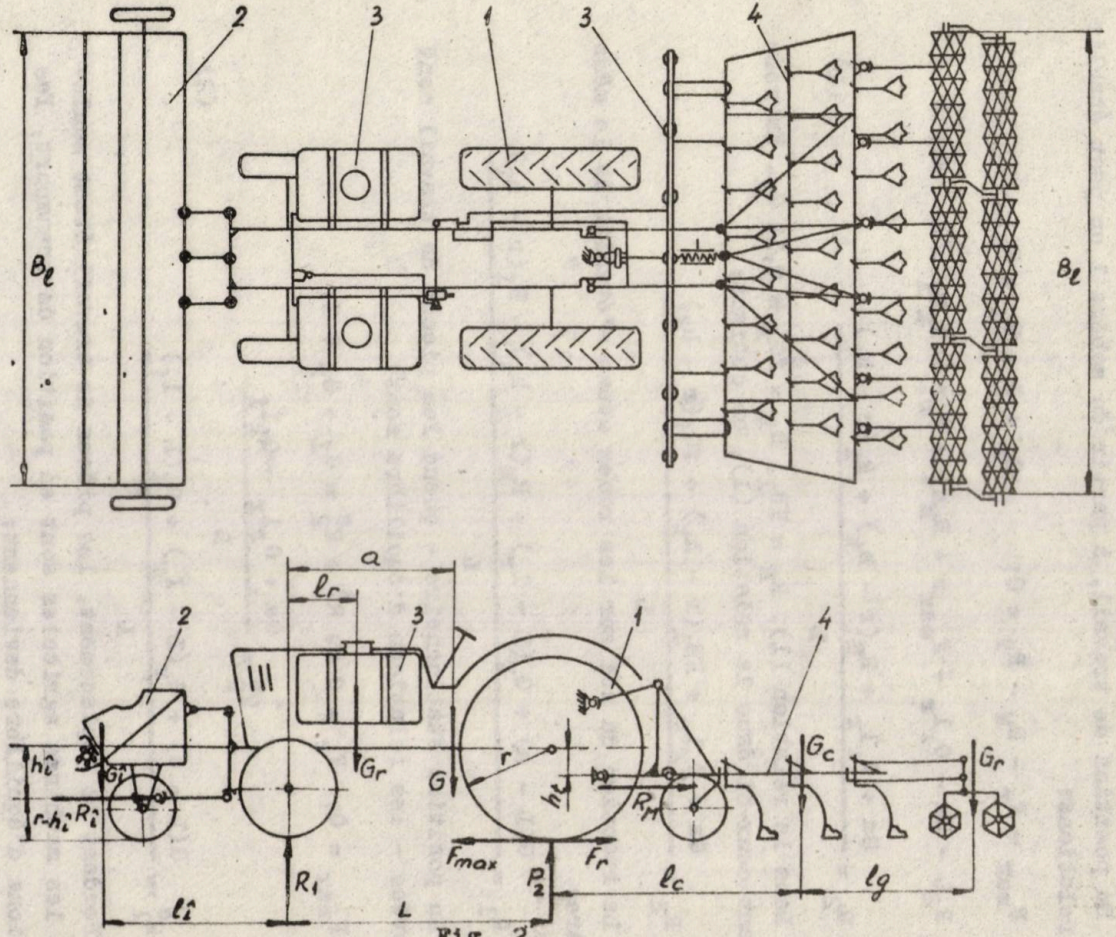


Fig. 2.

SCHEMA DE L'AGREGAT COMPLEXE OBSTINE A PREPARER LE LIT DE SEMENCES UTILISANT LA MACHINE COMBINEE

conditions d'équilibre pour la situation où les machines agricoles sont en position de travail, en position de transport et en position stationnaire.

En position de travail, à partir du schéma 1 on peut établir les relations:

$$F_{max} - F_r - R_M - R_{\hat{i}} = 0; \qquad G_r + G = R_1 + R_2;$$

$$R_2 L - Ga - G_r l_r - F_{max} r + R_M h_t + F_r r + R_{\hat{i}} h_{\hat{i}} = 0 \Longrightarrow$$

$$R_2 = \frac{Ga + G_r l_r + R_M (r - h_t) + R_{\hat{i}} (r - h_{\hat{i}})}{L} \qquad (1)$$

Dans la relation (1), $R_M = KB_1$, $R_{\hat{i}} = fG_{\hat{i}} = 0{,}18\ G_{\hat{i}}$. En remplaçant ceux-ci dans la relation (1), on obtient:

$$R_2 = \frac{Ga + G_r l_r + KB_1 (r - h_t) + fG_{\hat{i}} (r - h_{\hat{i}})}{L}$$

La réaction du sol sur les roues avant s'établit de la même manière:

$$R_1 = \frac{G(L - a) + G_r (L - l_r) - R_M (r - h_t) - R_{\hat{i}} (r - h_{\hat{i}})}{L}$$

En position stationnaire - quand les piecès de travail sont soulevées - les relations d'équilibre sont:

$$F_{max} = 0; \quad F_r = 0 \text{ et } R_1^s + R_2^s = G_{\hat{i}} + G_r + G;$$

$$R_2^s = \frac{Ga + G_r l_r - G_{\hat{i}} l_{\hat{i}}}{L} \qquad (2)$$

$$R_1^s = \frac{G(L - a) + G_r (L - l_r) + G_{\hat{i}} (L + l_{\hat{i}})}{L}$$

Pendant le deplacement, les pièces de travail étant soulevées, les machines agricoles sont en position de transport, les relations d'équilibre deviennent:

$$F_{max} = F_r + R_M \text{ (herse à disques et rouleaux)}$$

$$R_1 + R_2 = G_{\hat{i}} + G_r + G;$$

$$R_2^t = \frac{Ga + G_r l_r + R_M (r - h_t) - G_{\hat{i}} (l_{\hat{i}} + L)}{L} =$$

$$\frac{Ga + G_r l_r + f_m G_m (r - h_t) - G_{\hat{i}} (l_{\hat{i}} + L)}{L} \qquad (3)$$

$$R_1^t = \frac{G(L - a) + G_r(L - l_r) + G_i(L + l_i) - f_m G_m (r - h_t)}{L}$$

De l'analyse de la distribution des charges sur les roues du tracteur, il résulte que les roues avant de l'agrégat, présenté dans la fig.1, sont plus chargées que celles de la fig.2. En position de transport, la machine combinée contribue à la décharge des roues avant du tracteur.

3. Paramétres énegétiques et indices optimaux de travail

Les paramètres énergetiques ont été déterminés dans des conditions de laboratoire des champs, à l'aide d'un cadre dynamométrique, du dynamographe hydraulique, de l'appareil à mesurer la consommation de combustibles, l'installation à établir le nombre de tours des roues motrices, du chronomètre, de la roulette etc. Les diagrammes enregistrés ont été soumis à l'étude à l'aide de la méthode des ordonnées équidistantes.

De l'analyse comparative des paramètres énergetiques des deux agrégats il résulte que le tracteur est surchargé dans la troisième vitesse. Les conditions optimaux d'exploitation des deux agrégats sont remplies dans le second, sans réducteur. Le choix de l'agrégat en ce cas dépend de la qualité des travaux à exécuter (les conditions climatiques). La capacité de travail W_s, respectivement la consommation de combustible par hectare C_{ha} sont de 10 ha/sch et 4,9 l/ha pour l'agrégat nr. 2 et, respectivement, 7,5 ha/sch et 7,7 l/ha pour l'agrégat nr.1.

De l'analyse des indices de travail il résulte que l'emploi de l'agrégat dans la seconde vitesse sans réducteur mène à l'augmentation de la capacité de travail et à la réduction de la quantité de combustible.

4. Conclusions et suggestions pour l'activité de production

1. Les agrégats complexes formés d'un tracteur de puissance élevée, de machines d'épandage des engrais, d'équipements pour la destruction totale des mauvaises herbes, de la herse à disques (machine combinée) et d'un rouleau ou de la herse à dents contribue à améliorer la qualité des travaux et à réduire la consommation de combustible par hectare.

2. Les relations établies pour la vérification de la stabilité des agrégats correspondent aux phénomènes réels; les resultats obtenus par calculs correspondent à ceux déterminés par voie expérimentale.

3. L'utilisation de la herse à [illegible]ques ou de la machine combinée est fonction d'abord des conditions climatiques et pédologiques et, dans une moindre mesure, de celles concernant l'énergie.

4. Les agrégats, constitués selon le schéma 1, ont une consommation de combustible de 5,5 l/ha, à prix des travaux revenant à 12,5 lei/ha, face à 12,1 l/ha, respectivement 32,8 lei/ha en cas d'utilisation indépendente des machines agricoles.

5. Les agregats conçus d'après le second schéma ont une consommation de combustible de 4,88 l/ha ce qui revient à 11,5 lei/ha face à 10,7 l/ha, respectivement 23,4 lei/ha, en cás d'utilisation independente des machines agricoles.

BIBLIOGRAPHIE

1. Sandru A., Badescu M, Sandru L.: Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole, Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1982.

2. Sandru A., și colaboratorii: Exploatarea utilajelor agricole, E.D.P. - București, 1983.

CONTRIBUTII LA STUDIUL AGREGATELOR COMPLEXE DESTINATE PREGATIRII PATULUI GERMINATIV

Rezumat

Folosirea agregatelor complexe determină reducerea consumului de combustibil și ridicarea calității lucrărilor. Relațiile de calcul privind stabilitatea agregatelor au fost verificate experimental în condițiile de laborator de cîmp.